



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV VÝROBNÍCH STROJŮ, SYSTÉMŮ A ROBOTIKY
FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
DEPARTMENT OF PRODUCTION MACHINES, SYSTEMS AND ROBOTICS

LINEÁRNÍ JEDNOTKA S HYDRAULICKÝM POHONEM PRO ROBOT S PARALELNÍ KINEMATICKOU STRUKTUROU

HYDRAULIC LINEAR DRIVE FOR PARALELL KINEMATICS STRUCTURES OF ROBOTS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. BOHUMIL PETRUŠKA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

doc. Ing. RADEK KNOFLÍČEK, Dr.

BRNO 2012

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky

Akademický rok: 2011/2012

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Bohumil Petruška

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu** obor:

Výrobní stroje, systémy a roboty (2301T041)

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č. 111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou

v anglickém jazyce:

Hydraulic linear drive for parallel kinematics structures of robots

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

1. Úvod do konstrukce a aplikace průmyslových robotů s paralelní kinematickou strukturou (PKS)
 - rozdíly mezi sériovou a PKS
2. Návrh konstrukce lineární jednotky s hydraulickým pohonem s těmito základními technickými parametry:
 - největší tlačná a tažná síla 120 N
 - největší přídržná síla 80 N
 - zdvih 450 mm
 - přímočará rychlost při zátěži / naprázdno: 25 / 100 mm/sec.
 - hnací lineární hydromotor se vstupním tlakem 16 MPa
3. Potřebné výpočty konstrukčního návrhu (dimenzování převodu a pohonné jednotky)
4. Sestavní výkresy a vybrané dílenské výkresy
5. Závěr a vyhodnocení vlastností nové konstrukce lineární jednotky

Cíle diplomové práce:

Cílem je získat přehled o rozdílech mezi sériovou a PKS robotů, které jsou novým typem v robotice. Na základě historického vývoje je možné uvést jejich základní principy konstrukce a aplikace, schémata a vyobrazení.

Konstrukční návrh lineární jednotky je základním stavebním uzlem pro PKS robotu se třemi až šesti rameny (tripody až hexapody)

Seznam odborné literatury:

1. Merlet J. P.: Paralell robots, Kluwer academie publishers, London, 2000, ISBN 0-7923-6308-6
2. Skařupa J., Mostýn V.: Teorie průmyslových robotů, VIENALA Košuce, 2001, ISBN 80-88922-35-6
3. Valášek M.: Mechatronika, Vydavatelství ČVUT Praha, 1996, ISBN 80-01-01276-X
4. Knoflíček R., Plšek L.: Paralelní kinematické struktury výrobních strojů a průmyslových robotů, přednáška projektu Erasmus, FSI VUT Brno, 2006

Vedoucí diplomové práce: doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2011/2012.

V Brně, dne 26.10.2011

L.S

doc. Ing. Petr Blecha, Ph.D.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Úkolem této diplomové práce je návrh konstrukce lineární jednotky s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou.

V první části je uveden historický vývoj robotů s paralelní kinematickou strukturou. Také jsou zde popsány rozdíly mezi jednotlivými stroji s touto strukturou a je provedeno jejich srovnání se stroji se sériovou kinematickou strukturou.

V druhé části práce je proveden návrh hydraulického pohonu. Navržené jednotky jsou uspořádány do podoby hexapodu. Také je zde obsažen návrh možného řešení uchycení hydraulického pohonu k platformě a bázi.

K diplomové práci jsou přiloženy výkresy vybraných částí a celé sestavy navrženého zcela nového hydromotoru. Dále je přiloženo blokové schéma hydraulického obvodu.

ABSTRACT

This thesis deals with new construction of hydraulic linear drive for parallel kinematics structures of robots.

In the first section provides a historical development of robots with this structures. There are also described differences between each machine with this structures and compares them with machines with linear structures.

In the second section is made a proposal of hydraulic actuator. Designed actuators are arranged into hexapod. There is also included a proposal of possible solutions to fixing hydraulic actuator to platform and base.

This thesis include drawings of selected parts and drawing of a whole set of new designed hydraulic actuator. It is included a block diagram of the hydraulic circuit.

KLÍČOVÁ SLOVA

Paralelní kinematická struktura, hexapod, hydromotor

KEYWORDS

Parallel kinematics structures, hexapod, hydromotor

BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

PETRUŠKA, B. *Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2012. 73 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Radek Knoflíček, Dr.

PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Lineární jednotka s hydraulickým pohonem pro robot s paralelní kinematickou strukturou vypracoval samostatně s použitím odborné literatury a pramenů, uvedených na seznamu, který tvoří přílohu této práce.

25. května 2012

.....

Bohumil Petruška

PODĚKOVÁNÍ

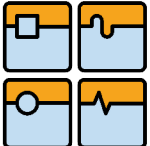
Děkuji tímto doc. Ing. Radku Knoflíčkovi, Dr. za cenné připomínky a rady při vypracování diplomové práce. Dále chci tímto poděkovat svým rodičům za vytrvalou podporu během mého celého studia.

**OBSAH**

1	ÚVOD	15
2	Historie	16
3	Kinematické struktury	21
3.1	Sériové kinematické struktury	21
3.2	Paralelní kinematické struktury	22
3.3	Hybridní kinematické struktury.....	23
4	Rozbor konstrukce paralelních struktur.....	24
4.1	Ramena	24
4.2	Klouby	25
4.2.1	Rotační klouby.....	26
4.2.2	Kulové klouby	26
4.2.3	Kardanovy klouby	27
4.3	Platforma.....	27
4.4	Pohon	28
4.5	Efektor.....	30
5	Vlastnosti PKS	31
5.1	Výhody	31
5.2	Nevýhody	31
6	Současné paralelní kinematické mechanismy	32
6.1	Se třemi stupni volnosti	32
6.1.1	Delta	33
6.1.2	Star robot (Linapod)	33
6.1.3	Tricept	34
6.1.4	Tripteron.....	34
6.2	Se čtyřmi stupni volnosti.....	35
6.2.1	Kanuk.....	35
6.2.2	Manta	35
6.3	S pěti stupni volnosti.....	36
6.4	Se šesti stupni volnosti.....	37
6.4.1	Hexapod	37
6.4.2	Hexa.....	38
6.4.3	Hexaglide	38



6.4.4	Linapod	39
7	Návrh hydromotoru	40
7.1	Volba odměřování	40
7.2	Návrh pístu	41
7.2.1	Návrh pístnice	41
7.2.2	Návrh činných ploch pístu.....	43
7.3	Návrh tloušťky stěny válce.....	44
7.4	Těsnění	44
7.4.1	Vodící kroužky pístu	45
7.4.2	Těsnění pístu	46
7.4.3	Statické těsnění.....	47
7.4.4	Těsnění pístnice	48
7.4.5	Vodící kroužek pístnice	49
7.4.6	Stírací kroužky pístnice	50
7.5	Čerpadlo	50
7.6	Hydraulická kapalina.....	51
7.7	Hydraulické přípojky	51
7.8	Návrh hydraulického obvodu	55
7.9	Vlastní navržená lineární jednotka	55
8	Návrh uchycení hydraulického pohonu	57
9	Model hexapodu	60
10	ZÁVĚR	61
	SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ	63
	SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN	68
	SEZNAM OBRÁZKŮ	70
	SEZNAM TABULEK.....	72
	HYDRAULICKÝ OBVOD	73

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 15
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

1 ÚVOD

V současnosti existuje mnoho způsobů, jak si ulehčit či zpříjemnit mnohdy namáhavý a monotónní pracovní život. Díky rozvoji techniky můžeme dnes používat stroje na to, aby za nás prováděly nebezpečnou, namáhavou, těžkou práci nebo aby ji prováděly rychleji a přesněji.

Již v dřívějších dobách byly snahy o vytvoření mechanismů, které by tohoto byly schopny. V těchto dobách vznikaly nejrůznější mechanické automaty a stroje ovládané přímo člověkem. Až s nástupem parního stroje a zejména elektřiny došlo k rozmachu průmyslu, techniky a vzniku nových technologií, díky kterým byl umožněn vývoj nových řídicích systémů, bez kterých by moderní složité stroje nebyly schopny samostatně pracovat.

Ve snaze dosahovat vysoké produktivity a tím být levnější a konkurenceschopnější, si získávají roboty své místo v průmyslu. Existuje velké množství provedení průmyslových robotů, podle jejich struktury je dělíme na sériové a paralelní. Nejrozšířenější jsou stroje se sériovou kinematikou, ale v některých oblastech je překonávají paralelní kinematiky.

Roboty s paralelní kinematickou strukturou se začaly prosazovat díky svým přednostem oproti jiným robotům s jinými strukturami. Vynikají nad nimi zejména lepšími dynamickými vlastnostmi. Největší předností je jejich rychlost a tuhost. Na druhou stranu mají i své nevýhody. Jejich největší nevýhodou je menší pracovní prostor vzhledem k zastavěné ploše.

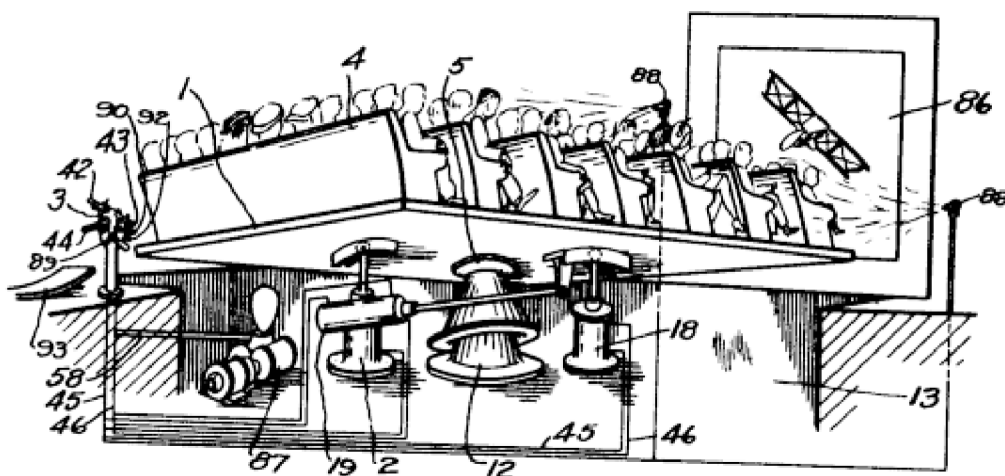
Roboty bývají často vybaveny elektrickým pohonem, dále se používá i hydraulický nebo pneumatický pohon. Varianta s hydraulickým pohonem je vhodnější proti dvěma předchozím pro svoji schopnost vyvinout vysoké síly při menších stavebních rozměrech. Právě tomuto způsobu pohonu je v této práci věnována velká pozornost a je zde proveden jeho výpočet a konstrukční návrh pro zvolený typ robotu.



2 HISTORIE

Paralelní konstrukce může laikovi vytvářet dojem, že se jedná o převratnou novinku, ale není tomu tak. Teoretické práce na toto téma vznikaly dávno předtím, než byl znám pojem robot. Již v roce 1645 se anglický architekt Christopher Wren zabýval teoretickými problémy paralelní kinematické struktury, avšak většího uplatnění našly teprve v nedávné době. Byly to většinou problémy s hardwarem nebo s řídicím systémem, které jejich nástup oddalovaly. Další kdo se věnoval této problematice, byl francouzský matematik Augustin Louis Cauchy, který v roce 1813 studoval tuhost tzv. kloubového oktahedronu. Po něm se paralelním mechanismům věnovali v roce 1867 francouzský matematik Henri Léon Lebesgue a v roce 1897 Francouz Raoul Bricard. První konstrukční návrhy pocházejí již z roku 1890 od Maxwella a 1894 od Francouze Victora Mayer Amédée Mannheima.

První zmínky o praktickém využití paralelního kinematického mechanismu se datují do roku 1928, tehdy přihlásil James E. Gwinnett k patentování pohyblivou plošinu, která měla být použita v zábavním průmyslu. Není známo, zda došlo k jejímu sestavení, ale jedná se o první doložený úmysl použití paralelního mechanismu v praxi.

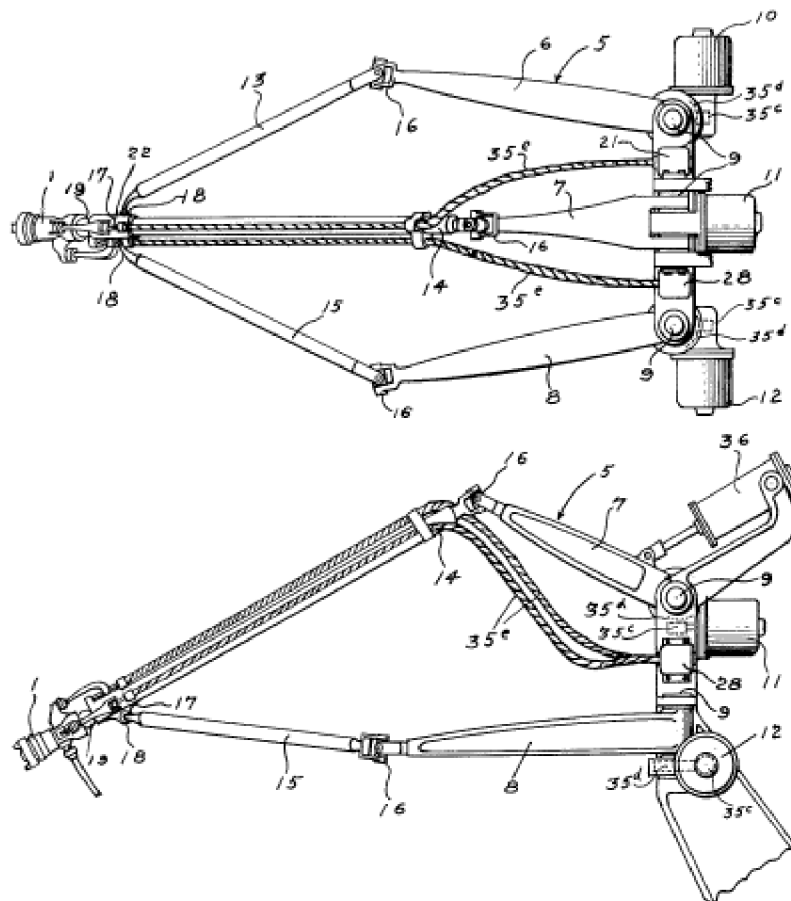


Obr. 1 Pohyblivá plošina 1931 (James E. Gwinnett) [3]

První paralelní robot navrhl v roce 1940 Willard L. G. Pollard. Tento robot byl určen k nanášení nátěrových hmot stříkáním a měl pět stupňů volnosti. Jeho konstrukce byla tvořena třemi dvoudílnými rameny spojených univerzálními klouby. Bázová ramena jsou natáčena pohony, které jsou uloženy na bázi. Dvě krajní ramena jsou spojena kulovými klouby se třetím ramenem a koncový efektor je spojen se třetím ramenem pomocí univerzálního kloubu. Poloha efektoru je určována rameny, kterými otáčejí tři rotační elektromotory. Čtvrtý motor, který je uloženy na bázi zajišťuje orientaci efektoru prostřednictvím flexibilních otočných kabelů. Popsaný mechanismus můžeme vidět na následujícím obrázku.



Dne 16. června 1942 byl Pollardovi vydán patent, ve kterém byla popsána především mechanická část stroje. Řídicí mechanismus navrhl Pollardův syn Willard L. G. Pollard Jr. a dne 27. srpna 1940 byl jeho patent schválen. Pollardův paralelní robot nebyl nikdy postaven, přestože byly vydány oba patenty, jak pro mechanickou část, tak pro řídicí část.

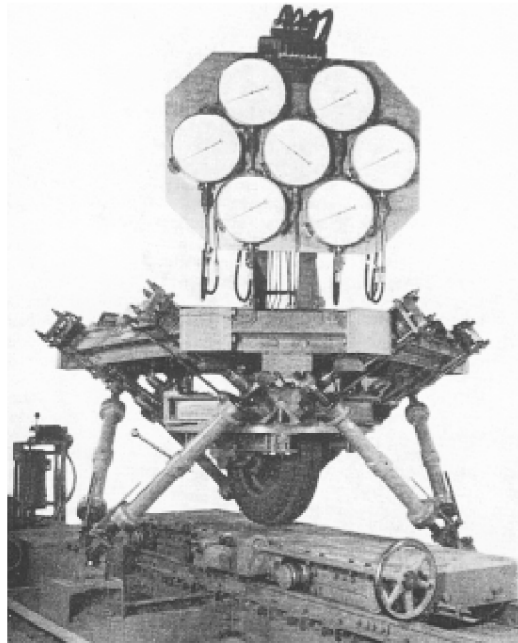


Obr. 2 První paralelní robot patentovaný v roce 1942 (Pollard) [3]

Paralelní mechanismy se tedy nejprve začaly využívat v různých odvětvích průmyslu a až později došlo k jejich využívání v oblasti výrobních strojů. Právě zmíněný Pollardův robot byl průlomem v použití paralelních kinematických soustav v robotice, zatímco základy v jejich využívání v obráběcích strojích položil o pár let později dr. Eric Gough.

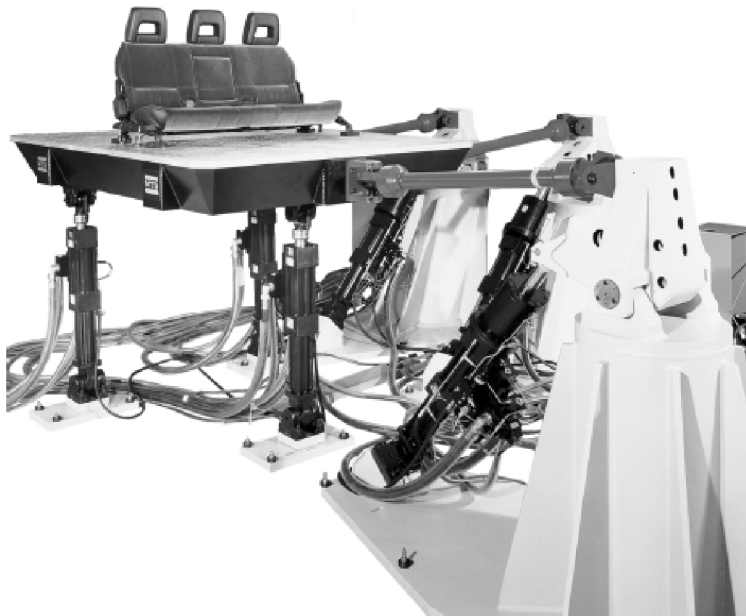
V roce 1947 pracoval dr. Eric Gough na novém hexapodu. Novinkou u Goughova hexapodu byl způsob uspořádání ramen, ta byla za účelem zvětšení rozsahu pohybu sestavena do oktahedronu (osmistěnu). Zároveň se jednalo o první funkční zkonstruovaný oktahedrání hexapod. Byl vyroben pro testy pneumatik zatěžovaných silami, které vznikají při přistávání letadla.

Délka ramen byla přestavována ručně za pomoci stavitelných šroubů. Konstrukce byla tvořena pevnou a pohyblivou plošinou, k nim byla připevněna ramena pomocí univerzálních kloubů.



Obr. 3 První oktahedrání hexapod 1954 (Gough) [3]

V této době byly již známy systémy se třemi vodorovnými a třemi svislými lineárními pohony, které byly označovány jako MAST (Multi-Axis Simulation Table nebo Shake Table).



Obr. 4 MAST (Shake table) [5]

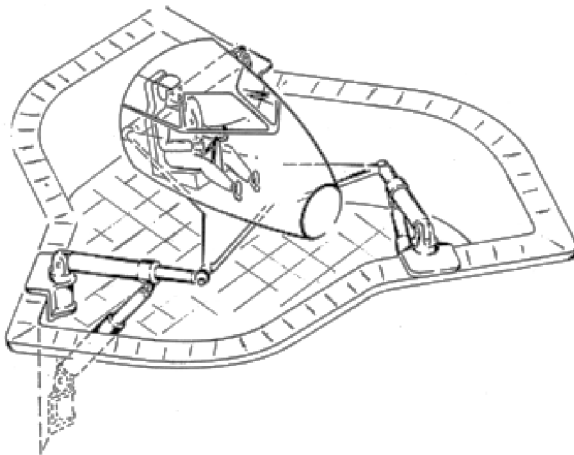
Nejvíce se do historie paralelních kinematických mechanismů zapsal Stewart, který při vývoji leteckého simulátoru použil právě myšlenku paralelních kinematických struktur. Tento mechanismus se později vžil pod názvem Stewartova plošina, měl šest stupňů volnosti a byl poháněn šesti lineárními pohony.



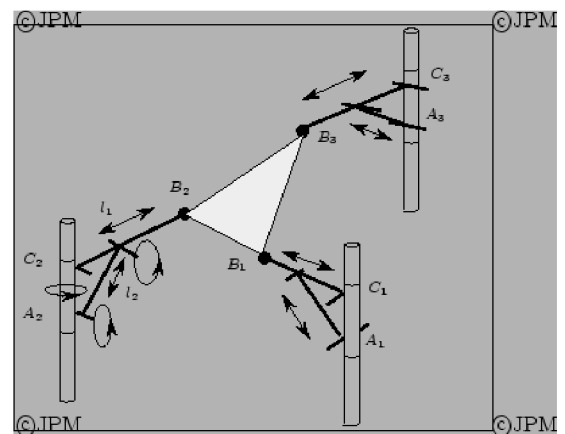
V roce 1965 byla vydána práce, kde Stewart popsal vlastnosti pohybu jednoduchého hexapodu se 6 stupni volnosti. Stewartovy práce měly velký vliv v akademickém světě, jeho dílo je považováno za jedno z prvních děl týkajících se analýzy paralelních struktur. Stewart také navrhl možné využití hexapodů u obráběcích strojů.

Často bývá Stewartův hexapod zaměňován s Goughovým oktahedrálním hexapodem, ačkoliv Stewartův hexapod nebyl oktahedrálního uspořádání.

Stewartův navržený mechanismus můžeme vidět na následujícím obrázku.

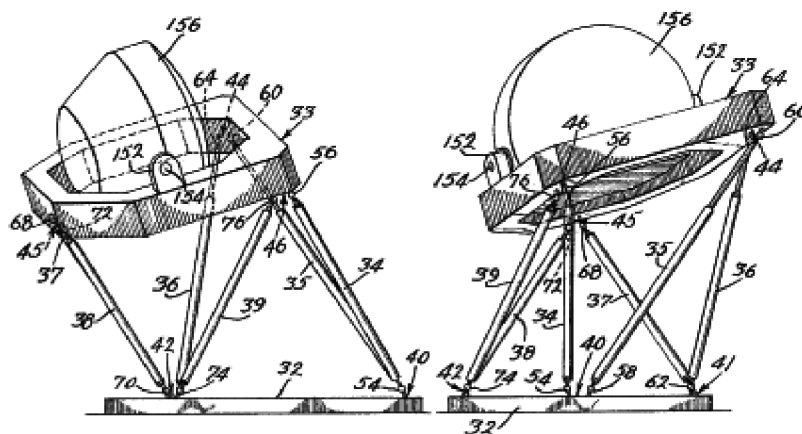


Obr. 5 Letecký simulátor 1965 (Stewart) [3]



Obr. 6 Kinematika Stewartovy plošiny [11]

V šedesátých letech také americký inženýr Klaus Cappel navrhl a postavil simulátor, který je základem všech leteckých simulátorů současnosti. Základem Cappelova pohybového simulátoru pro stavbu cvičných pilotních kabin byla struktura Goughova oktahedrálního hexapodu.



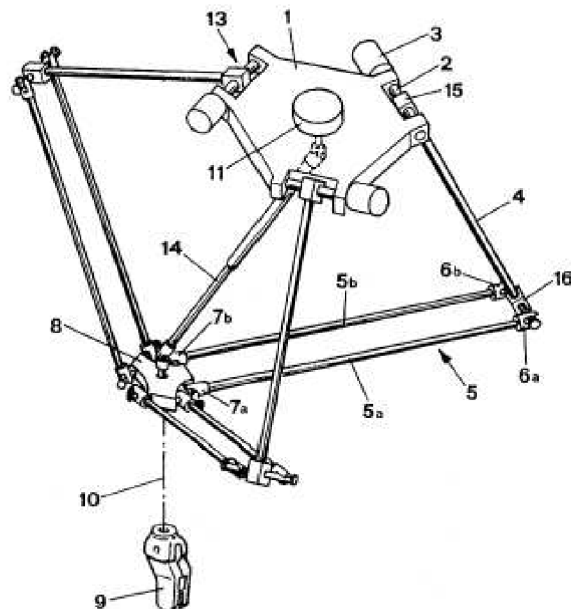
Obr. 7 Letecký simulátor 1967 (Klaus Cappel) [3]

Na začátku 80. let, přišel Reymond Clavel s nápadem využít rovnoběžného uspořádání prutů pro sestavní paralelního robota se třemi translačními stupni volnosti. Jeho robot byl skutečně originální a nevychází z paralelního mechanismu patentovaného Willardem L. Pollardem v roce 1942.



DIPLOMOVÁ PRÁCE

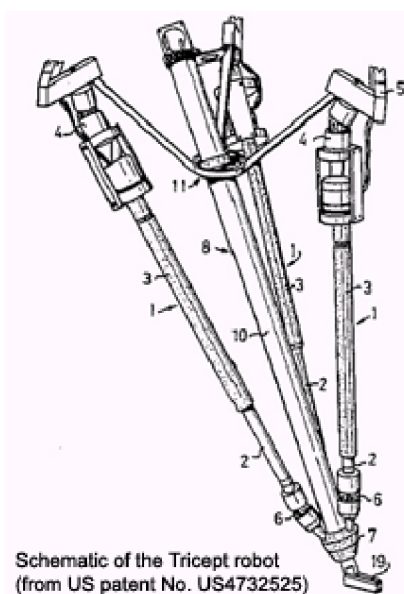
Použití tří rovnoběžníků umožňuje přeměnu rotačních pohybů tří servopohonů na lineární pohyb platformy. Díky tomuto uspořádání také zůstává platforma neustále rovnoběžné poloze s bází.



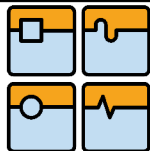
Obr. 8 Delta 1985 (Reymond Clavel) [12]

V roce 1990 rozšířil Pierrot strukturu Delta na paralelní strukturu Hexa, tak že použil 6 rotačních pohonů místo 3, výsledkem byl stroj se šesti stupni volnosti.

V roce 1987 Karl-Erik Neumann navrhl paralelní mechanismus s názvem Tricept. Tento typ robotů má tři nebo více lineárních os, které fungují navzájem paralelně. Výhodou triceptu je zejména dobrý poměr pracovního prostoru a celkového zastavěného prostoru na rozdíl od hexapodu.



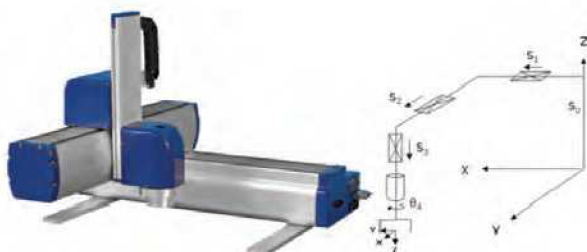
Obr. 9 Tricept 1987 (Karl-Erik Neumann) [13]



3 KINEMATICKÉ STRUKTURY

Konstrukce každého průmyslového robotu nebo manipulátoru sestává z mnoha pevných těles, která jsou spojena klouby. Tímto propojením pevných těles vznikají kinematické dvojice a dále kinematické řetězce.

Průmyslové roboty dělíme podle způsobu uspořádání jejich prvků. Prvním způsobem řazení prvků je sériové (open-loop chain), které bývá užíváno u klasických průmyslových robotů. Druhý způsob uspořádání je paralelní (closed-loop chain), ten se užívá u nekonvenčních strojů. Na následujících obrázcích vidíme oba způsoby řazení prvků v kinematických strukturách. Také je možné tyto způsoby kombinovat, takto vzniklá uspořádání nazýváme hybridní kinematické struktury.



Obr. 10 Schéma sériové kinematické struktury [7]

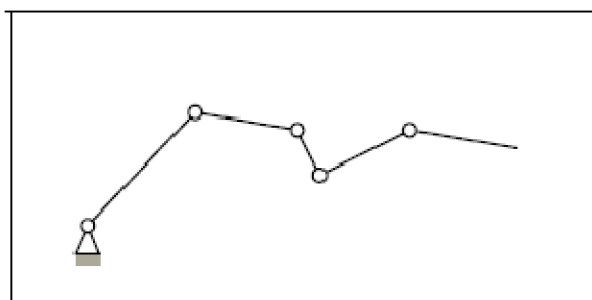


Obr. 11 Schéma paralelní kinematické struktury [7]

Roboty jsou konstruovány za účelem vykonávání určité operace, může jít například o manipulaci s předměty, obrábění, nanášení nátěrů nebo svařování. Pro každou z těchto aplikací musí být zvolena vhodná kinematická struktura robotu.

3.1 Sériové kinematické struktury

Nejrozšířenější kinematickou strukturou, používanou u průmyslových robotů a výrobních strojů, je sériová kinematická struktura. Podstatou této struktury je způsob řazení prvků za sebou (sérově), vznikají tak dlouhé otevřené řetězce.



Obr. 12 Příklad otevřeného kinematického řetězce [16]



Konstrukce sériových struktur je tvořena pomocí kinematických dvojic o jednom stupni volnosti (translačním nebo rotačním). Výsledný pohyb vzniká složením pohybů všech těchto kinematických dvojic. V těchto řetězcích vznikají nepřesnosti, které se postupně sčítají.

První tři klouby obvykle určují pozici bodu v prostoru a zbylé tři klouby tvoří zápěstí robotu, které orientuje efektor.

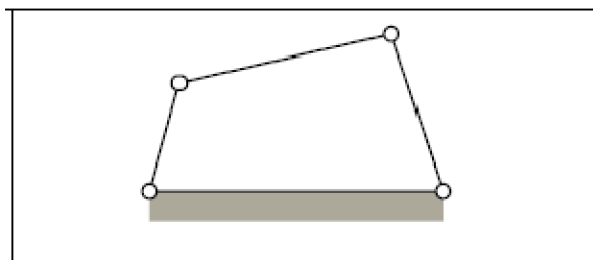
Objem prostoru, kterého lze dosáhnout pomocí efektoru je tzv. pracovní prostor. Design robotu musí být navrhován tak, aby nedocházelo ke zbytečnému zmenšování pracovního prostoru.

Dalším charakteristickým prvkem je způsob namáhání prutů, tvořících robot, převážně na ohyb a krut. Ve snaze zamezit vzniku výraznějších deformací musíme použít masivnějších konstrukcí, to vede k nežádoucímu zvyšování její hmotnosti. Konstrukce robotu má pak větší setrvačnost, a to se dále projevuje snížením jeho dynamiky. Sériová kinematika může být tedy překážkou pro dosažení potřebných zrychlení a rychlostí.

Při vysokých požadavcích na dynamiku lze použít robot s paralelní kinematickou strukturou.

3.2 Paralelní kinematické struktury

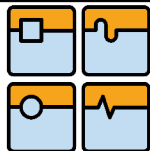
Podstatou těchto kinematických struktur je řazení prvků vedle sebe (paralelně), vznikají tak uzavřené řetězce.



Obr. 13 Příklad uzavřeného kinematického řetězce [16]

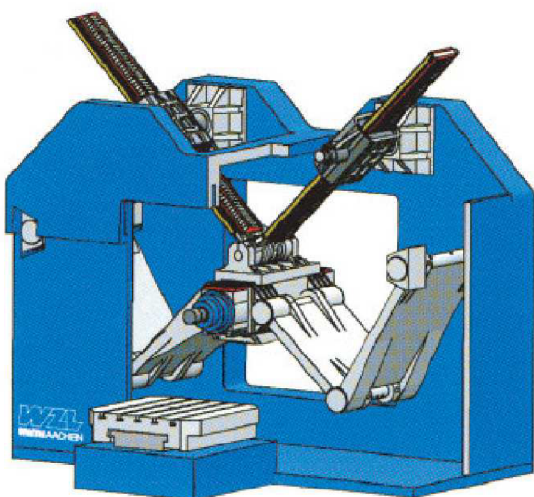
V tomto uspořádání je omezeno namáhání na ohyb a krut a objevuje se zde hlavně namáhání na tah a tlak. Díky tomu dosahuje konstrukce vysoké tuhosti i při velkém snížení celkové hmoty stroje. Dalším znakem těchto struktur je potřeba spolupráce všech tyčí i pro vykonání nejjednodušších pohybů. Aby tato spolupráce byla umožněna, bylo potřeba využívat náročných způsobů řízení polohy a dokonalého řídicího systému. Bez použití výpočetní techniky nebylo dříve možné počítat v každém okamžiku polohu všech prvků.

Tyto mechanismy umožňují dosáhnout požadované pozice s větší rychlostí, přesností a opakovatelností než mechanismy sériové a jsou schopny vyvinout větší síly než sériové kinematické struktury.

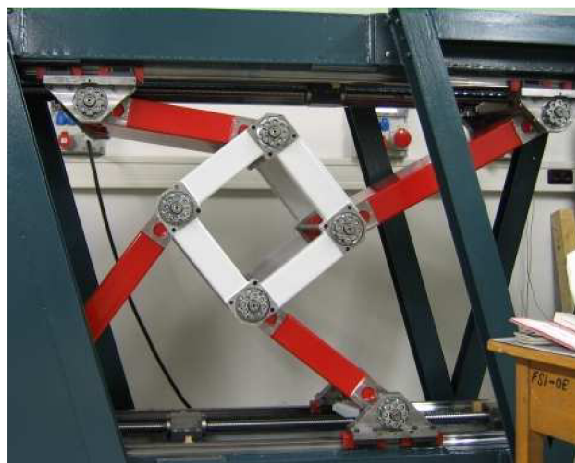


3.3 Hybridní kinematické struktury

Některé operace vyžadují vlastnosti obou kinematických struktur, a tak dochází ke slučování uzavřeného a otevřeného kinematického řetězce. Často je k paralelní konstrukci sériově připojena výsuvná pinola. Takto vznikne hybridní kinematická struktura. Příklady hybridních struktur můžeme vidět na následujících obrázcích.



Obr. 14 W-struktura (Dyna-M) [10]



Obr. 15. Sliding Star [9]



4 ROZBOR KONSTRUKCE PARALELNÍCH STRUKTUR

Každý průmyslový robot nebo manipulátor je složen z mnoha konstrukčních prvků. V celé soustavě je vždy jeden prvek, který je pevný. Bývá označován jako rám, základna nebo báze. K této základně se obvykle přepočítávají polohy ostatních členů při vzájemném pohybu. Prvky jsou uváděny do pohybu pomocí pohonů.

Konstrukce paralelního kinematického mechanismu se obvykle skládá kromě báze a pohonů také z kloubů, ramen a platformy. Všechny tyto prvky tvoří uzavřený řetězec, ke kterému je sériově připojen efektor.

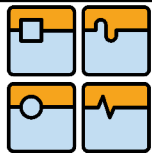


Obr. 16 Rozbor konstrukce PKS [15]

Robotická paralelní struktura je tedy taková struktura, ve které je báze a platforma spojena více než jedním kinematickým řetězcem. Kromě způsobu uspořádání prvků paralelních kinematických struktur ovlivňují vlastnosti těchto robotů přímo použité prvky konstrukce. Všechny prvky struktury robota tedy musíme vybírat s ohledem na operaci, kterou bude robot vykonávat.

4.1 Ramena

Ramena jsou ty části robotu, které jsou připojeny pomocí kloubů k bázi a platformě popřípadě ještě bývají připojena k pohonu, pokud pohon přímo tvoří rameno (hydraulický válec).



Ramena dělíme na dvě skupiny: ramena s proměnnou délkou a ramena s neproměnnou délkou. Pro oba typy jsou charakteristické určité druhy pohonů, které jsou rozebrány v další kapitole.

Rozměr ramen musí být co nejmenší, aby neomezovaly pracovní prostor. Další požadavkem je nízká hmotnost, aby se snížilo namáhání pohonu.

Podle počtu ramen dělíme paralelní roboty na bipody, tripody, hexapody.



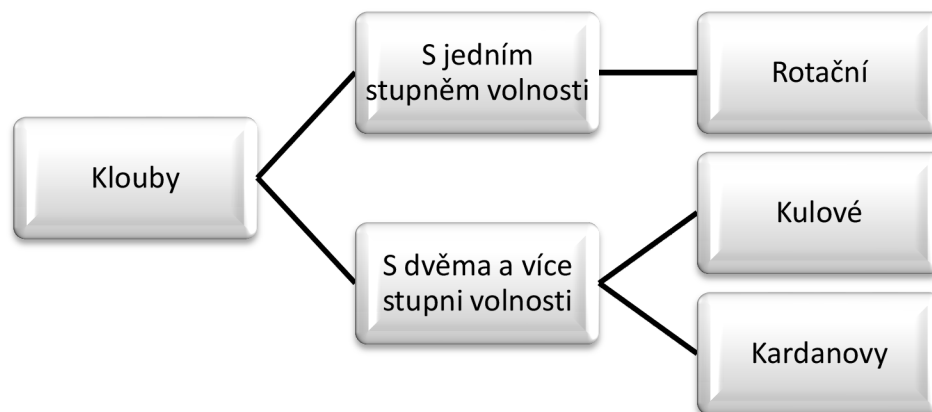
Obr. 17 Delta s neproměnnou délkou ramen [21]



Obr. 18 Hexapod s proměnnou délkou ramen [20]

4.2 Klouby

Jako kloub bývá označován spoj dvou částí, který umožňuje rotační pohyb. Na klouby paralelních kinematických struktur jsou kladeny následující požadavky: vysoká tuhost, malé opotřebení, dlouhá životnost, vysoká přesnost a velký úhlový rozsah. Lze použít klouby rotační (revolute joint). Pro některé mechanismy jsou tyto klouby nevhodující, protože mají pouze jeden stupeň volnosti. Kromě nich lze použít klouby, které mají 2 nebo i 3 stupně volnosti, sem patří klouby: kulové a kardanové.

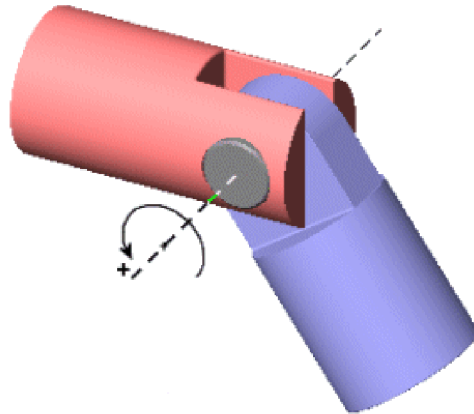


Obr. 19 Přehled používaných kloubů



4.2.1 Rotační klouby

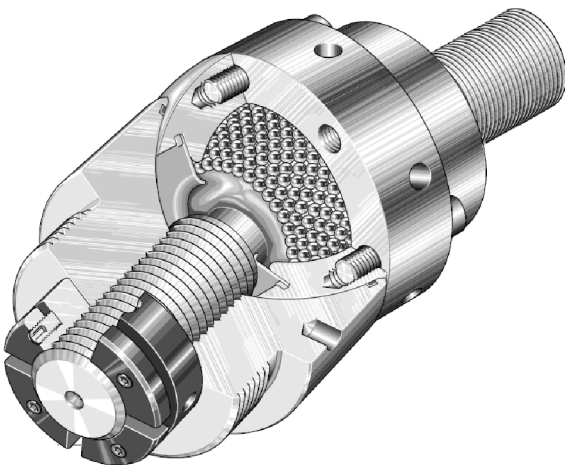
Výhodou rotačních kloubů je vysoký úhlový rozsah otáčení. Jejich nevýhodou je, že mají pouze jeden stupeň (rotace kolem jedné osy). Příklad tohoto kloubu vidíme na následujícím obrázku.



Obr. 20 Rotační kloub [19]

4.2.2 Kulové klouby

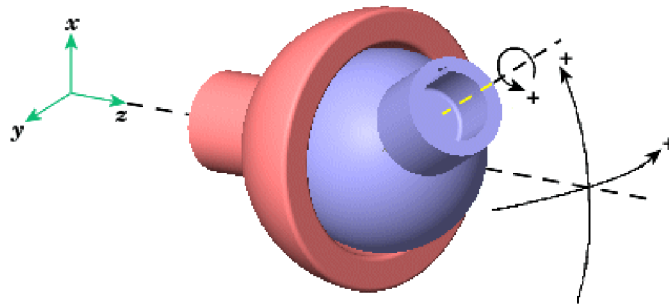
U těchto kloubů je na povrchu kulového čepu umístěno velké množství kuliček. Tyto klouby mají 3 stupně volnosti a dosahují vysokých přesností.



Obr. 21 Kuličkový kloub firmy INA [18]



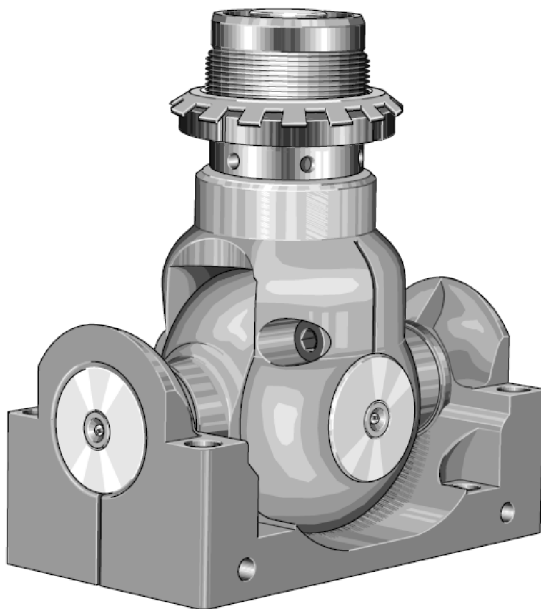
Obr. 22 Kuličkový kloub firmy Hephaist Seiko [17]



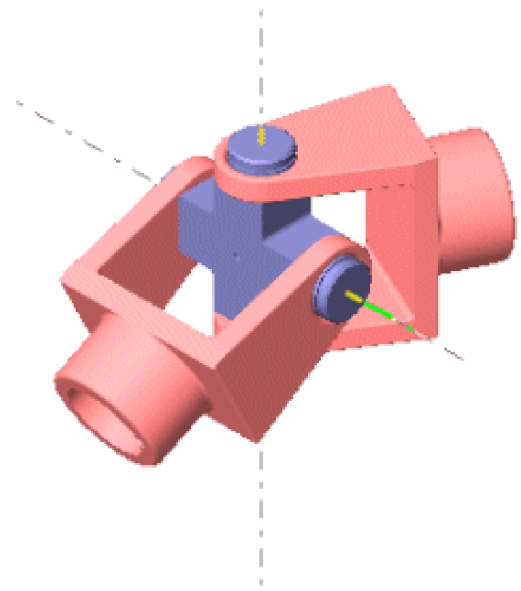
Obr. 23 Znárodnění stupňů volnosti kulového kloubu [19]

4.2.3 Kardanovy klouby

Kardanovy klouby mívají 2 nebo 3 stupně volnosti. Bývají tvořeny dvěma sériově řazenými rotačními klouby s navzájem kolnými osami. Třetí osa může být tvořena radiálně-axiálním ložiskem a umožňovat tak rotaci prutu kolem své osy. Většinou bývají používány tam, kde je potřeba přenést krouticí moment u nesouosých hřídelí například u automobilů. Úhlový rozsah je opět omezen, ale je větší než u kulových kloubů.



Obr. 24 Kardanův kloub [18]



Obr. 25 Další provedení Kardanova kloubu [19]

4.3 Platforma

Platformou rozumíme pohyblivou část robotu, která je z jedné strany připevněna pomocí kloubů k ramenům stroje a ze strany druhé je na ni namontován efektor. Rozměry platformy je třeba navrhovat s ohledem na budoucí uplatnění robotu. Tato část musí splňovat pevnostní požadavky podle dané aplikace, protože



by mohlo dojít v důsledku velkých sil k jejímu rozlomení. Současně masivní platforma může způsobit horší dynamické vlastnosti celého robotu.

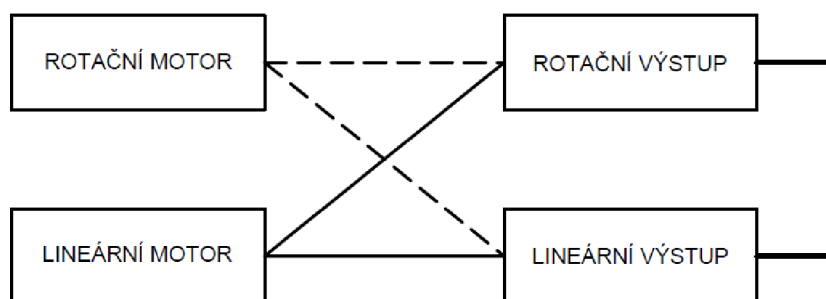
Při použití mechanismu v oblasti rychlé manipulace bude patrně snaha o co nejnižší hmotnost této části, naopak tomu bude u obrábění, kde bude namáhána mnohem více.

4.4 Pohon

V této části si uvedeme nejpoužívanější druhy pohonu paralelních mechanismů.

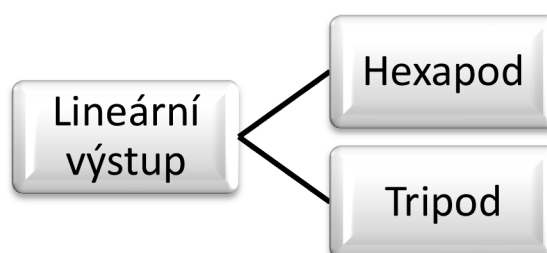
Pohon je zařízení na přeměnu vstupní energie na pohyb. K dispozici máme motory, které jsou schopny vyvodit pohyb rotační i lineární. U paralelních mechanismů se používají převážně elektrické rotační motory a lineární motory tekutinové (hydraulické a pneumatické).

Pokud zvolený motor nevyhovuje všem našim požadavkům, pak je nutno motorem vyvozený pohyb transformovat. Je možné úplně změnit charakter pohybu z rotačního na lineární a naopak. Používáme-li motor se stejným druhem pohybu, jako je požadovaný výstupní pohyb, pak říkáme, že jde o identickou transformaci pohybu. V opačném případě, kdy se mění rotační druh pohybu na lineární (například u elektrického pohonu pomocí kuličkového šroubu), jedná se o transformaci neidentickou.

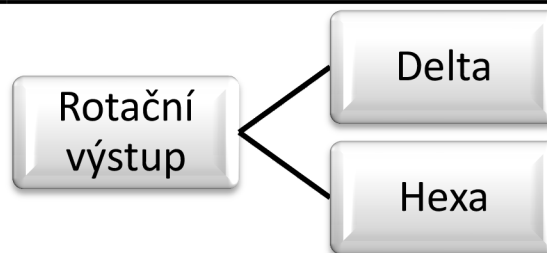


Obr. 26 Možné transformace pohybu v pohybových jednotkách [16]

Konstrukčně jednodušší řešení je to, které využívá identické transformace pohybu, například při použití lineárních hydraulických nebo pneumatických motorů s potřebným lineárním výstupem.



Obr. 27 Příklady mechanismů, u kterých se uplatňuje lineární výstup




Obr. 28 Příklady mechanismů, u kterých se uplatňuje rotační výstup

U paralelních mechanismů se používají převážně elektrické rotační pohony a hydraulické nebo pneumatické lineární pohony. Jejich výhody a nevýhody jsou shrnuty v následující tabulce.

Pohon	Výhody	Nevýhody
Hydraulický	Vysoká tuhost Dobrá účinnost Možnosti dosažení malých rychlostí Plynulý chod	Nutnost samostatného zdroje energie Obtížné dosažení vysokých rychlostí Změna viskozity kapaliny s teplotou
Pneumatický	Možnost připojení na centrální rozvod tlakového vzduchu Dosažení rychlých pohybů Možnost činnosti v různých teplotách okolního prostředí Možnost práce ve výbušném prostředí Lze dosáhnout rychlých lineárních pohybů s velkými zdvihy	Drahý provoz (cca 4 x nákladnější než u EP) Obtížné dodržení plynulého chodu, zvláště při malých rychlostech Malá tuhost Komplikované mazání prvků mechanismu Poddajnost způsobená stlačitelností vzduchu
Elektrický	Vysoká dynamika Dobrá říditelnost Velký rozsah výkonů a rychlostí Snadno dostupný zdroj energie Čistota provozu Jednoduchá údržba Nižší hlučnost oproti hydraulickému pohonu	Nutná redukce otáček Zahřívání Nebezpečí úrazu elektrickým proudem

Tab. 1 Vlastnosti servopohonů

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 30
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

4.5 Efektor

Efektorem rozumíme volitelnou součást robotu, která je namontovaná na pohyblivou platformu. Lze jej měnit dle požadavků na zvolenou aplikaci. Jeho úkolem je uskutečnění úkolů, pro které je robot určen, tedy k manipulaci s výrobky nebo jejich samotné výrobě. Může sloužit k obrábění, nanášení nátěrových hmot a dalším operacím. Efektory lze tedy dělit na technologické a uchopovací.

5 VLASTNOSTI PKS

5.1 Výhody

- Vysoká tuhost konstrukce - nohy PKS jsou namáhány na tah tlak, chybí zde namáhání na ohyb a krut. Struktury jsou tužší beze ztráty pohyblivosti, to vede ke zvýšení dynamiky pohybu a polohovací přesnosti
- Dosažení pozice s vysokou rychlostí a přesností
- Lze jimi vyvodit vysoké síly
- Upevnění většiny pohonů přímo na základní rám bez nutnosti jejich přesouvání.
- Lze použít všechny motory totožné
- Nejsou potřeba nosiče kabelů pro pohyblivé prvky

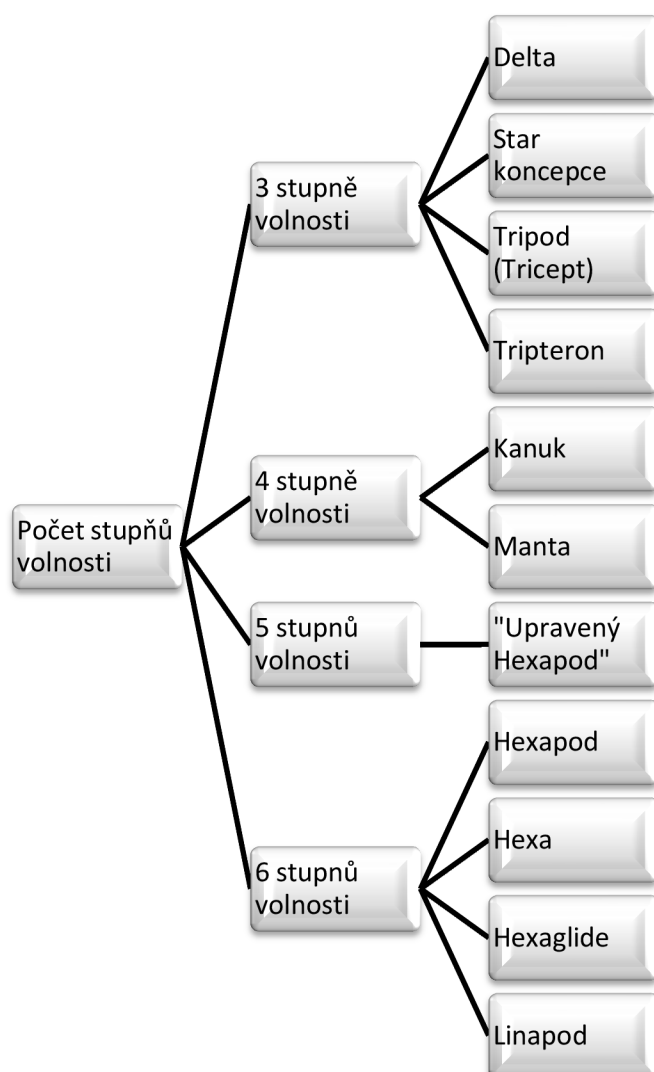
5.2 Nevýhody

- Největší nevýhodou, která způsobila oddálení využívání PKS, jsou její vysoké nároky na řízení. Jakýkoliv pohyb PKS vzniká složením pohybu všech prutů, proto je nutné přepočítávat délky všech prutů v každém okamžiku. (Nutná co nejpřesnější znalost skutečných rozměrů mechanismu.)
- Poměrně velké délky noh, kvůli kterým vznikají nepřesnosti z důvodů teplotních dilatací.
- Menší pracovní prostor (problémem je samotné paralelní uspořádání).
- Nevýhodný bývá i poměr mezi velikostí pracovního prostoru a celkovou zastavěnou plochou.
- Omezená pohyblivost při výměně nástroje.
- Bez přídatné otočné a naklápěcí osy nelze obrábět obrobek z více stran.
- Drahý měřicí systém pro dosažení požadovaných přesností



6 SOUČASNÉ PARALELNÍ KINEMATICKÉ MECHANISMY

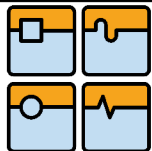
U sériových mechanismů je důležitý počet prvků (kloubů, pohonů, ramen) ve struktuře. Předpokládá se, že čím více prvků bude sériová struktura mít, tím bude mechanismus pohyblivější. Pokud ale budeme přidávat prvky (další a další ramena) do paralelní struktury, můžeme tím paradoxně omezovat pohyblivost mechanismu. Důležitý je tedy způsob uspořádání prvků ve struktuře tak, aby nebyl snižován počet stupňů volnosti mechanismu. V této části si uvedeme přehled některých paralelních struktur, které jsou rozděleny do kategorií podle kritéria počtu stupňů volnosti.



Obr. 29 Rozdělení příkladů robotů s PKS podle počtu stupňů volnosti

6.1 Se třemi stupni volnosti

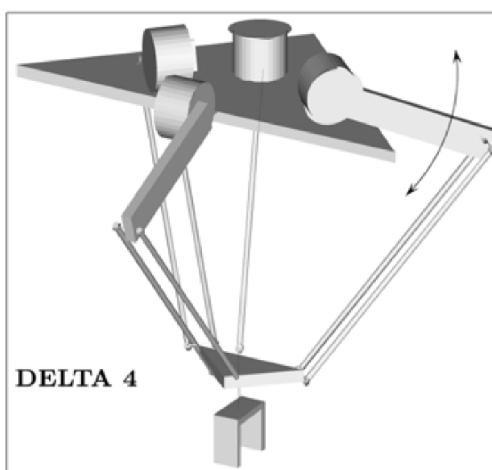
Paralelní mechanismy se třemi translačními stupni volnosti se osvědčily při operacích, u kterých je potřeba manipulovat předměty.



6.1.1 Delta

Kinematický řetězec tohoto robotu začíná rotačním motorem. Motory jsou upevněny k platformě na společné kružnici a navzájem pootočený o 120° . Ke každému z nich je připojena páka. Ke každé páce je pomocí kulových kloubů připojena dvojice ramen tak, že tvoří rovnoběžník. Na druhém konci ramen jsou opět kulové klouby, pomocí kterých jsou ramena připojena k platformě. Díky tomuto uspořádání je zamezeno jakékoli rotaci platformy, takže platforma zůstává neustále rovnoběžná se základnou.

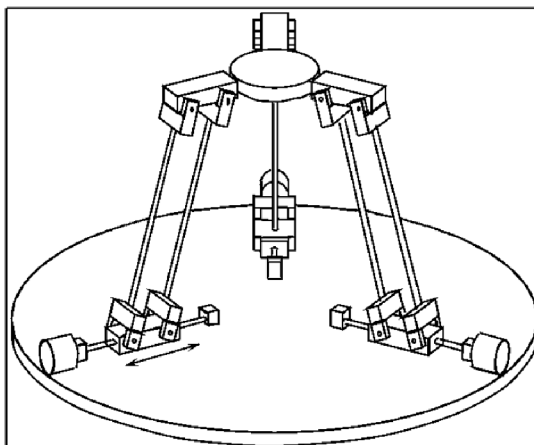
Tento mechanismus může být doplněn o čtvrtou osu, která je vedena středem platformy a báze a zajišťuje natočení efektoru. Tato osa je tvořena Kardanovými klouby a teleskopickou hřídelí.



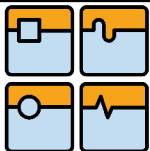
Obr. 30 Delta robot [1]

6.1.2 Star robot (Linapod)

Jiným členem této skupiny robotů se 3 stupni volnosti je Star robot. Platforma se stejně jako u Delta mechanismu pohybuje tak, že zůstává rovnoběžná se základnou. Jeho ramena jsou opět tvořena rovnoběžníky, jak můžeme vidět na následujícím obrázku. Rozdílné není jen uspořádání ramen, ale také pohon, jehož výstupní pohyb je lineární. Tento mechanismus bývá někdy označován jako Linapod, název vznikl odvozením ze slova linear.



Obr. 31 Star robot [1]



6.1.3 Tricept

Nejznámější paralelní mechanismus se třemi stupni volnosti je Tripod (Tricept). Prostřední prut je uchycen k bázi univerzálním kloubem, který mu nedovoluje rotaci kolem své osy a tak ani platforma nemůže rotovat kolem své osy.

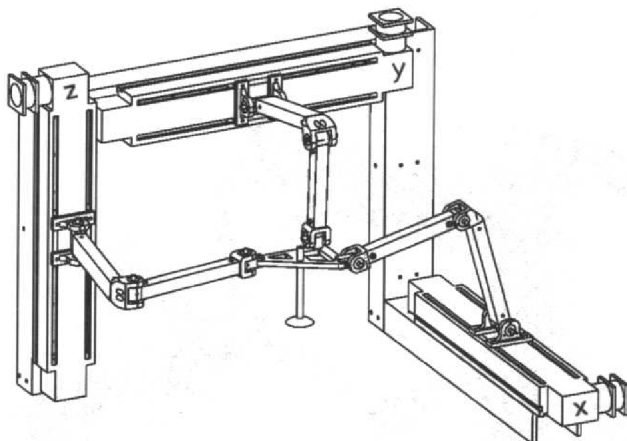
Na levém obrázku můžeme vidět původní Neumannův patent. Prostřední část je tvořena prutem, upevněným univerzálním kloubem s bází. Tři lineární motory umožňují pohyb báze s efektozem. Napravo je stávající produkt firmy ABB.



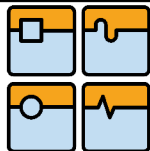
Obr. 32 Tripod [2]

6.1.4 Tripteron

Tripteron je mechanismus se třemi translačními stupni volnosti. Platforma má opět tu vlastnost, že se pohybuje neustále rovnoběžně s jednou z rovin. Na následujícím obrázku vidíme příklad Tripteronu, v tomto případě se platforma pohybuje rovnoběžně s rovinou XY. Všechny klouby jsou rotační a musí být dokonale tuhé, aby nedocházelo vlivem vůle k natáčení platformy.



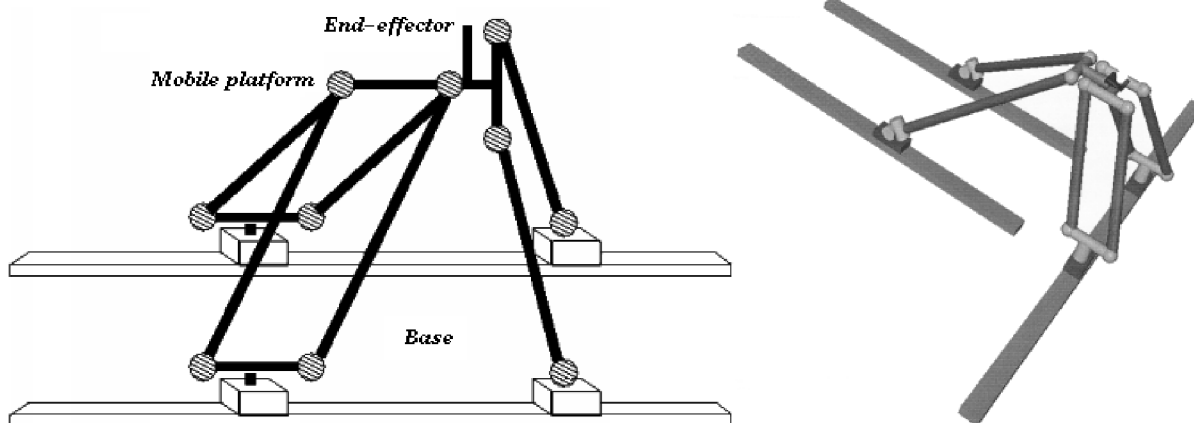
Obr. 33 Tripteron [24]



6.2 Se čtyřmi stupni volnosti

6.2.1 Kanuk

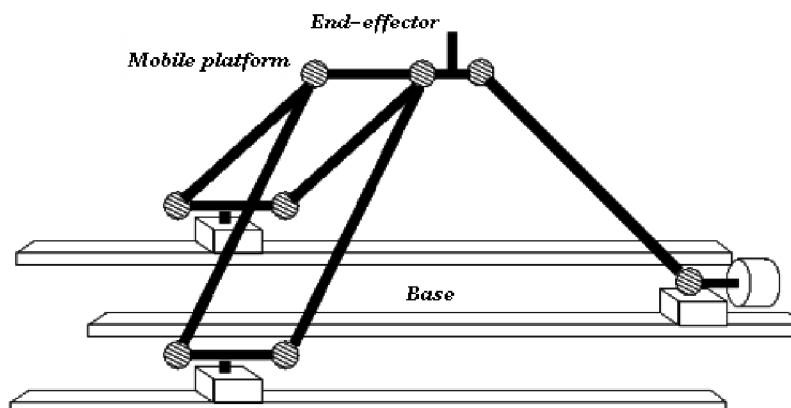
Od doby, kdy byla navržena struktura Delta, se začaly vyvíjet další struktury, které byly od její klasické verze nebo od její verze s lineárními pohony (Linapodu) odvozené. Jednou z nich je struktura Kanuk. Vznikla rozdělením jednoho ze tří rovnoběžníků, tím vznikla struktura se dvěma rovnoběžníky a dvěma dalšími samostatnými rameny. Díky této změně vznikl mechanismus, který kromě translačního pohybu podél tří nezávislých os, umožňuje navíc natáčení platformy. Tato struktura je vybavena čtyřmi pohony. Na následujícím obrázku vidíme příklady možných uspořádání pohonů této struktury.



Obr. 34 Kanuk mechanismus [22]

6.2.2 Manta

Struktura Manta vznikla odvozením od Delta struktur. Tato struktura je velmi podobná předchozímu Kanuku. Liší se ve způsobu, kterým je vyvozena rotace platformy. Rotační pohyb není vyvozen složením pohybů ramen, ale přímo rotačním pohonem, od kterého je přenášén přes hřídel opatřenou kardanovými klouby. Opět je více způsobů uspořádání pohonů, dva z nich můžete vidět na následujících obrázcích.



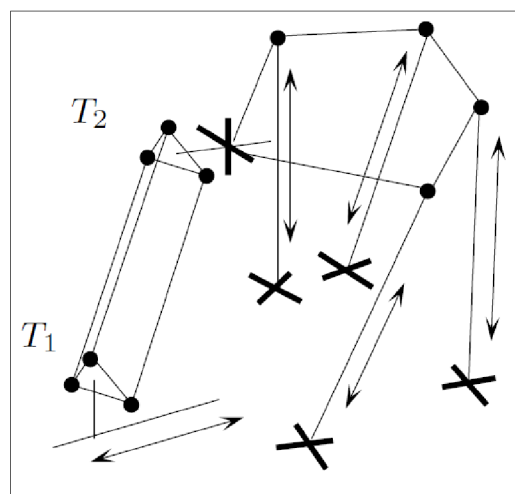
Obr. 35 Manta mechanismus [23]



Obr. 36 Manta mechanismus [23]

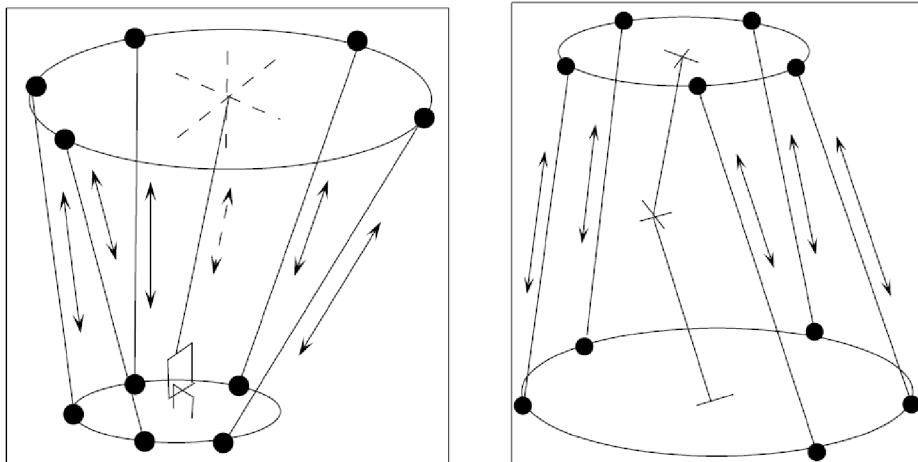
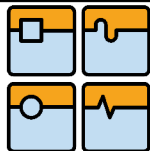
6.3 S pěti stupni volnosti

Nejjednodušším způsobem vytvoření mechanismu s pěti stupni volnosti, je vzít mechanismus se šesti stupni volnosti a zablokovat mu přidáním dalšího ramene jeden stupeň volnosti. Tímto způsobem zamezíme natáčení platformy kolem jedné z os.



Obr. 37 Příklad paralelní kinematické struktury s 5 stupni volnosti [1]

U některých operací je nežádoucí, aby se nástroj natáčel spolu s platformou kolem vzájemné osy, například u čelního frézování. Tento problém se řeší tak, že vložíme do mechanismu teleskopickou vzpěru, která bude spojovat střed platformy a báze. Na následujícím obrázku vidíme dva příklady mechanismů s pěti stupni volnosti, které se od sebe liší pouze typem použité vzpěry. Jak můžeme vidět, lze použít kromě vzpěry s proměnnou délkou i vzpěru s délkou neproměnnou.



Obr. 38 Příklad paralelní kinematických struktur s 5 stupni volnosti [1]

6.4 Se šesti stupni volnosti

K realizaci šesti stupňů volnosti paralelního mechanismu lze opět použít šest lineárních nebo rotačních pohonů, popřípadě lze pohony v mechanismu kombinovat.

V kapitole o historii jsme se mohli dočíst, že jedním z prvních paralelních kinematických struktur byl hexapod. Kromě klasického hexapodu patří do této kategorie i struktury odvozené od struktur s menším počtem stupňů volnosti, například od robotu Delta nebo od Star koncepce.

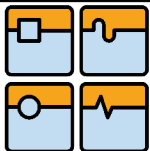
6.4.1 Hexapod

Nejznámější mechanismem s paralelní kinematickou strukturou je hexapod. Je to mechanismus se šesti délkově proměnnými pruty, které spojují bázi pomocí kulových nebo kardanových kloubů s platformou.

Výsledný pohyb je u hexapodů dán současně probíhajícím řízením a kontrolou pohybu celého mechanismu.



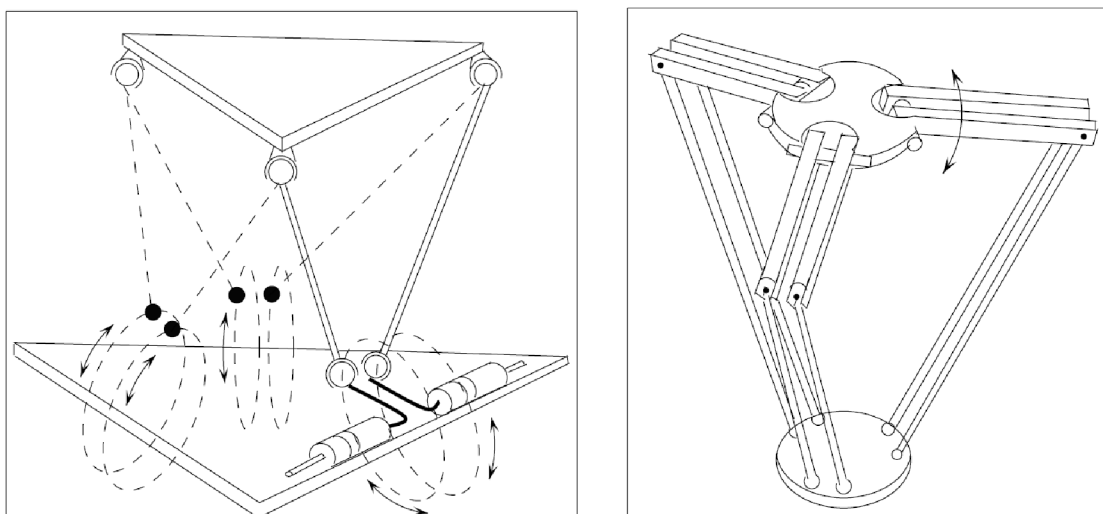
Obr. 39 Oktahedrání hexapod [8]



6.4.2 Hexa

Do skupiny se šesti stupni volnosti patří také Hexa mechanismus. Hexa mechanismus vznikl odvozením od Delta mechanismu, který jsme mohli vidět v kapitole mechanismů se třemi stupni volnosti.

Na následujících obrázcích si můžeme všimnout několika rysů, které připomínají právě Delta strukturu. Je vidět, že vždy dvě ramena zůstala rovnoběžná a opět zůstal pohon se stejným charakterem pohybu. Hlavní rozdíl je v počtu pohonů, kterých má šest.

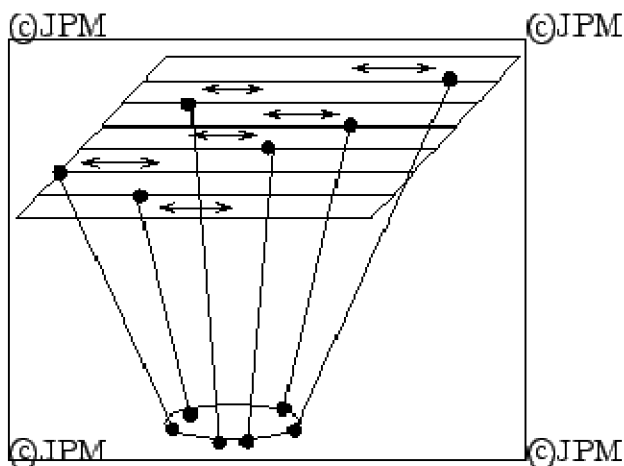


Obr. 40 Mechanismus Hexa [1]

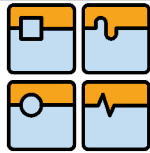
6.4.3 Hexaglide

I mechanismy se šesti stupni volnosti mohou mít ramena s pevnou délkou svých noh v kombinaci s lineárními motory.

Pro hexaglide je charakteristické uspořádání lineárních pohonů v rovině rovnoběžné s platformou. Příklad tohoto mechanismu můžeme vidět na následujícím obrázku.

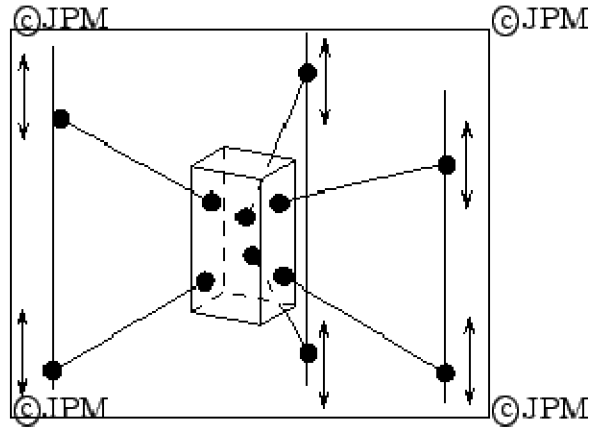


Obr. 41 Hexaglide [1]

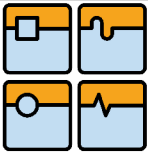


6.4.4 Linapod

Dalším mechanismem, který má šest stupňů volnosti a má ramena s pevnou délkou v kombinaci s lineárními motory je Linapod.



Obr. 42 Linapod [1]



7 NÁVRH HYDROMOTORU

Při návrhu hydromotoru je potřeba určit následující parametry: průměr pístu, průměr pístnice, tloušťku stěny válce a průměr otvoru pro hydraulické přípojky hydromotoru. Dále je potřeba stanovit potřebné komponenty: těsnění, vodící kroužky, stírací kroužky a způsob odměřování polohy pístu. Také je potřeba určit prvky, které budou ovlivňovat parametry hydromotoru, ale nejsou přímo jeho součástí, mezi ně patří hydraulická kapalina a čerpadlo.

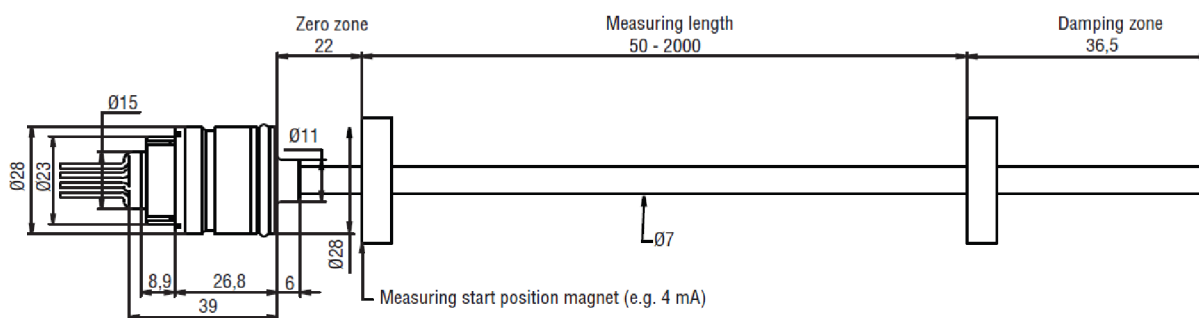
7.1 Volba odměřování

Pro správnou funkci mechanismů s paralelní kinematickou strukturou je potřeba znát přesnou aktuální délku všech přímočarých hydromotorů, proto je potřeba určit způsob odměřování polohy pístu.

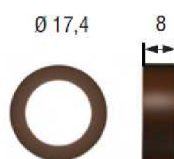
Běžně se k tomuto způsobu odměřování používá magnetostrikčních snímačů polohy, které jsou umístěny v duté pístnici. S pístnicí je pevně spojen magnet a je jedinou pohyblivou částí snímače. Magnet se spolu s pístnicí pohybuje vzhledem k tyči snímače. Jedná se o bezkontaktní měření. Tyč senzoru se nedotýká ani magnetu a ani pístnice.

Byl zvolen bezkontaktní snímač lineární polohy od firmy Temposonics. Konstrukce hydromotoru je navrhována s ohledem na rozměry snímače a jeho snadnou montáž.

Při návrhu je nutné brát v úvahu polohu nuly (zero zone) a konce (damping zone) aktivní snímací délky snímače. Tato aktivní část (measuring length) lineárního snímače je kratší než celková délka tyče a můžeme ji vidět na následujícím obrázku. Snímač je proti posunutí v hydromotoru zajištěn stavěcím šroubem.



Obr. 43 Snímač polohy [32]



Obr. 44 Zvolený magnet snímače polohy [32]



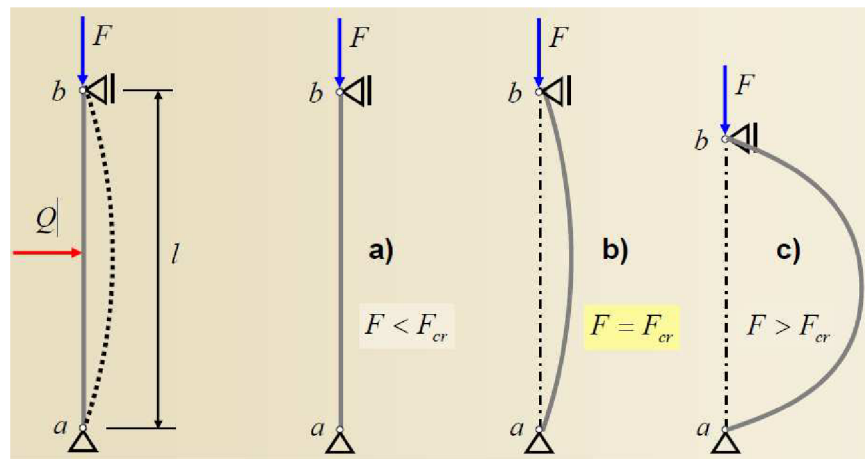
7.2 Návrh pístu

7.2.1 Návrh pístnice

Nejprve jsme stanovili způsob odměřování, protože nám přímo ovlivní konstrukci pístnice, která musí být dutá s průměrem dutiny 10 mm.

Pístnici budeme uvažovat pro zjednodušení při vysvětlování výpočtů jako prut (poměr průměru a délky je malý).

Pokud namáháme prut tlakovou silou v jeho ose, pak od určitého okamžiku přestane být dominantní namáhání prutu na vzpěr, ale stane se dominantní namáhání na ohyb (na následujícím obrázku stav c)). Pak říkáme, že bylo dosaženo mezního stavu vzpěrné stability a změnil se charakter podstatné deformace. Mezní stav vzpěrné stability (na následujícím obrázku případ b)) je charakterizován dosažením kritické síly. Na následujícím obrázku je kritická síla označená F_{cr} . Při výpočtech tedy budeme porovnávat sílu, která bude působit na pístnici s kritickou silou. Síla působící na pístnici musí zůstat menší než kritická síla.



Obr. 45 Stav prutu při zatěžování [31]

Budeme tedy provádět kontrolu pístnice na vzpěr. Při kontrole na vzpěr budeme postupovat podle kritéria podle Eulerova (postup a vzorce jsou uvedeny ve zdroji [31]). Správnost kritéria zpětně ověříme.

Kritérium podle Eulera:

$$F_{kr} = \frac{\pi^2 * E * J}{k * L_{red}} \quad (1)$$

E modul pružnosti oceli 210 000 MPa

J kvadratický moment v mm^4

k bezpečnost, voleno $k = 4$



DIPLOMOVÁ PRÁCE

L_{red} redukována délka, určíme ji z následujícího obrázku jako $L_{red} = L$
celková délka hydromotoru s vysunutým pístem je $L = 1200$ mm

F_{kr} kritická síla v N

Kvadratický moment trubky:

$$J = \frac{\pi \cdot (D_{vněj} - d)^4}{64} \quad (2)$$

Po dosazení a úpravě dostaneme vzorec:

$$D_{vněj} = \sqrt[4]{\frac{64 \cdot F_{kr} \cdot L^2}{\pi^2 \cdot E}} + d^4 = 11,4 \text{ mm} \quad (3)$$

$D_{vněj}$ vnější průměr duté pístnice
 d vnitřní průměr duté pístnice $d = 10$ mm [31]

Ověření správnosti použitého kritéria pomocí určení štíhlostního poměru λ :

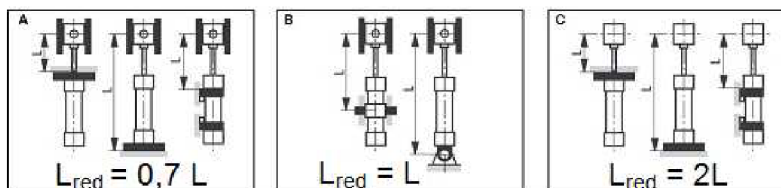
$$\lambda > \lambda_g \quad (4)$$

$$\lambda = \frac{4 \cdot L_{red}}{d} = 480 \quad (5)$$

$$\lambda_g = \sqrt{\frac{E}{0,8 \cdot R_e}} = 65,7 \quad (6)$$

R_e mez kluzu v tahu, pro materiál pístnice 14 220 se $R_e = 600$ MPa

L_{red} redukována délka, určíme ji z následujícího obrázku jako $L_{red} = L$
celková délka hydromotoru s vysunutým pístem je $L = 1200$ mm

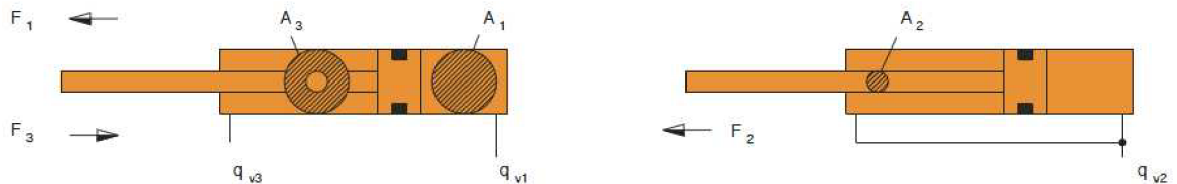


Obr. 46 Vliv upevnění na vzpěrnou délku [25]



Vidíme, že podmínka byla splněna a že jsme tedy použili správné kritérium. Pomocí výpočtu jsme určili vnější průměr pístnice při vnitřním průměru 10mm. Při menším vnějším průměru by se porušila stabilita a nastal by nestabilní ohyb, proto budeme volit vnější průměr větší. V našem případě byl zvolen průměr 16 mm. Tento průměr byl přizpůsoben dalším prvkům hydromotoru.

7.2.2 Návrh činných ploch pístu



Obr. 47 Znáornění navrhovaných průřezů hydromotoru [33]

Jak můžeme vidět na obrázku 50, tak k výpočtu celkové plochy pístu potřebujeme nejprve znát průřez pístnice S_{A2} , ke kterému přičteme činný průřez pístu S_{A3} a pak dostaneme celkový průřez pístu S_{A1} .

$$S_{A2} = \frac{\pi \cdot D_{vněj}^2}{4} = 201 \text{ mm}^2 \quad (7)$$

S_{A2} průřez pístnice v mm^2
 $D_{vněj}$ vnější průměr pístnice v mm

$$S_{A3} = \frac{F}{p} = 7,5 \text{ mm}^2 \quad (8)$$

S_{A3} činný průřez pístu v mm^2
 F síla (v N), kterou vyvolá píst při tlaku p
 p tlak v hydromotoru, ze zadání $p = 16 \text{ MPa}$

$$S_{A1} = S_{A2} + S_{A3} = 208,6 \text{ mm}^2 \quad (9)$$

S_{A1} celkový průřez pístu při zvoleném vnějším průměru pístnice $d = 16 \text{ mm}$ a činném průřezu $S_{A3} = 7,5 \text{ mm}^2$

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{A1}}{\pi}} = 16,3 \text{ mm} \quad (10)$$

d_c celkový průměr pístu je 16,3 mm, po přizpůsobení tohoto rozměru dalším prvkům hydromotoru, hlavně přírubám a těsnění je skutečný celkový průměr pístu $d_c = 25 \text{ mm}$



7.3 Návrh tloušťky stěny válce

Výpočet minimální tloušťky stěny válce je proveden pomocí postupu a vzorců uvedených ve zdroji [33].

$$\sigma_D = \frac{Re}{k} \quad (11)$$

$$t_{min} = \frac{p \cdot d_c}{2 \cdot (\sigma_D - p)} = 2,97 \text{ mm} \quad (12)$$

σ_D	dovolené napětí v MPa
Re	mez kluzu materiálu trubky válce 11 523 je Re = 333 MPa
k	bezpečnost, voleno k = 4
p	tlak v hydromotoru
d_c	vnitřní průměr trubky
t_{min}	minimální tloušťka stěny válce

Minimální tloušťka stěny válce je 2,97mm. Na trubce je nutno vyrobít závitů a náběhové hrany, proto volím tloušťku stěny válce $t = 5 \text{ mm}$.

7.4 Těsnění

Nutnou součástí hydraulických válců je těsnění. V tomto případě bylo zvoleno těsnění vyráběné firmou Sittech hydraulika, s.r.o. Úkolem těsnění je zabránit prosakování kapaliny kolem pístu nebo ven z válce, a tak zamezit možným ztrátám.

Při volbě těsnění musíme zohledňovat několik faktorů, mezi ně spadá tlak v těsněném zařízení a rychlost mezi pohybujícím se povrchem a těsněním.

Do hydromotoru bude dodávána hydraulická kapalina o tlaku 16MPa, což je 160 Bar. Podle zdroje [27] spadá tlak nad 150 Bar do kategorie těsnění pro vysoký tlak, a to má následující důsledky. Při vysokých tlacích plní těsnění lépe svoji funkci, na druhou stranu má vysoký tlak nepříznivý vliv na životnost těsnění, které je pak zatěžováno více a rychleji se opotřebovává.

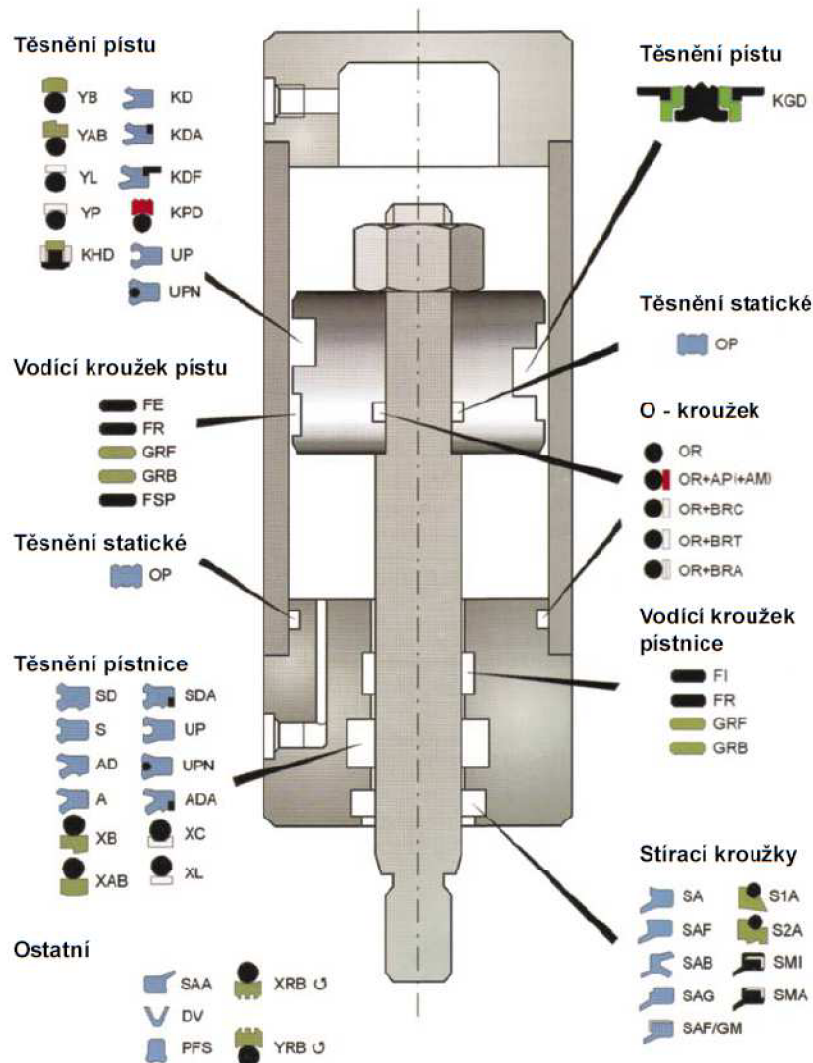
Dalším faktorem, který se musí zohledňovat při vybírání těsnění je rychlost vzájemného pohybu vzhledem k ploše, která je v kontaktu s těsněním. Při nízkých rychlostech (menším než 0,05m/s [27]) hrozí problémy s rychlým opotřebením těsnění a trhavé pohyby v důsledku tzv. slip-sticku.

Náš hydromotor bude disponovat maximální rychlostí 0,1m/s a bude spadat do pásma středních rychlostí (od 0,05 do 0,3 m/s) [27]. V tomto pásmu rychlostí nedochází k nepravidelným trhavým pohybům ani nadměrným ztrátám způsobených prosakováním hydraulické kapaliny [27].

V oblastech vysokých rychlostí (podle [27] nad 0,3m/s) může dojít k deformacím těsnění nebo k nedostatečnému kontaktu s těsnící plochou, obojí vede k prosakování hydraulické kapaliny a ke ztrátám výkonu hydromotoru.



Těsnící prvky dělíme dále podle funkce na vodící, statické a stírací. Jejich umístění v zařízení můžeme vidět na následujícím obrázku.

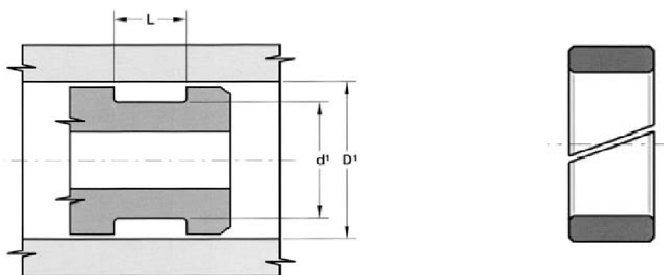
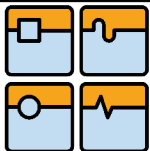


Obr. 48 Přehled těsnících prvků SITTECH [27]

Aby se předešlo poškození těsnících prvků, je nutné opatřit prvky vhodnými náběhovými hranami (skosením). Skosení zároveň usnadňuje instalaci těsnících prvků. Také je potřeba odstranit veškeré ostré hrany a otřepy v blízkosti funkčních ploch na hydraulickém válci.

7.4.1 Vodící kroužky pístu

Vodící kroužky slouží k vedení pístu a zabraňují tak kontaktu kovů pístu a trubky válce. Vodící kroužky musí být chemicky odolné vůči hydraulickým médiím a musí také zajišťovat nízké tření. Zvolený kroužek je z polytetrafluoretylénu a bronzu.



Obr. 49 Zvolený vodící kroužek pístu [27]

Rozměry zvoleného vodícího kroužku pístu (ze zdroje[27]):

Vnější průměr 25 mm

Vnitřní průměr 20 mm

Šířka 6,3 mm

Technické parametry zvolených vodících kroužků:

Rychlost do 5 m/s

Teplota od -50°C do +200°C

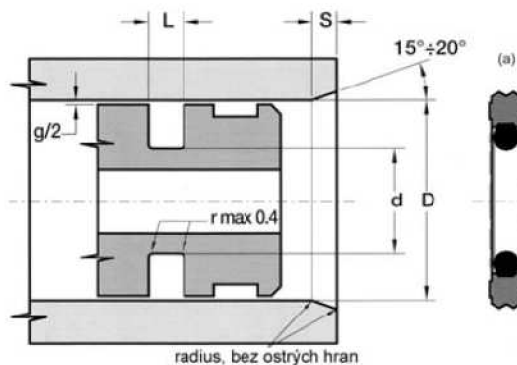
Kapaliny vysoce kompatibilní s téměř všemi druhy kapalin pro chemickou odolnost materiálu

Drsnost povrchu - Dynamický povrch Ra do 0,3 μm

- Dno drážky Ra do 1,6 μm

7.4.2 Těsnění pístu

Vybrané těsnění pístu se skládá z dynamického těsnícího elementu a o-kroužku. Dynamický těsnící element zabraňuje prosakování hydraulické kapaliny kolem pístu. Materiálem dynamického těsnícího elementu je polyuretan. Naopak o-kroužek, který je z nitrilu kaučuku, má nízkou trvalou deformaci a slouží hlavně k dotlačení dynamického těsnícího elementu.



Obr. 50 Zvolené těsnění pístu [27]



Rozměry zvoleného těsnění pístu (ze zdroje[27]):

Vnější průměr	25 mm
Vnitřní průměr	17,5 mm
Šířka	3,2 mm

Oblast použití

Tlak	≤ 400 bar
Rychlost	$\leq 0,5$ m/s
Teplota	-30°C až 100°C
Kapaliny	Hydraulické oleje na bázi minerálních olejů

Drsnost povrchu

Povrch válce	$R_a \leq 0,3$ μm
Povrch drážky	$R_a \leq 1,6$ μm

Doporučená velikost vůle „g“ v závislosti na provozním tlaku (v našem případě tlak 16MPa = 160 bar).

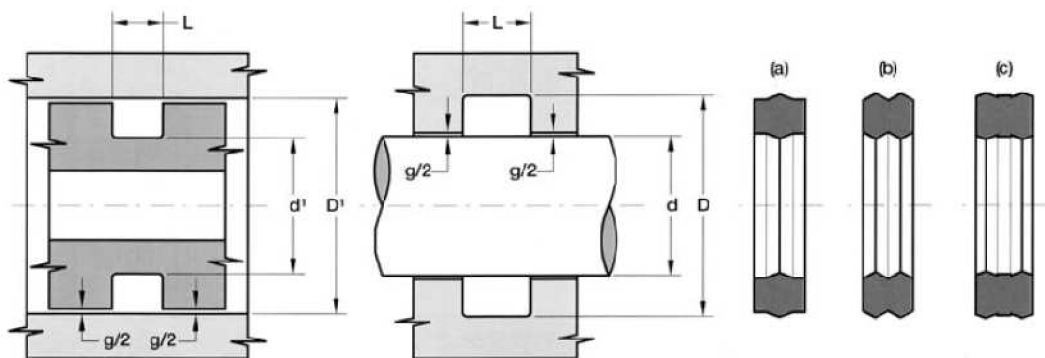
Pro tlak ≤ 200 bar je doporučeno $g = 0,40\text{mm}$

Náběhová hrana

Pro průměr $D \leq 100$ je doporučeno $s = 5$ mm

7.4.3 Statické těsnění

Jako statické těsnění bylo zvoleno těsnění z materiálu Polyuretanu, můžeme ho vidět na následujícím obrázku. Byla zvolena varianta b.



Obr. 51 Zvolené statické těsnění [27]

Rozměry zvoleného statického těsnění (ze zdroje[27]):

Vnější průměr	39,2 mm
Vnitřní průměr	33 mm
Šířka	4,5 mm



Oblast použití

Rychlost vhodné jako statické těsnění

Teplota -30°C až 80°C

Kapaliny Hydraulické oleje (na bázi minerálního oleje)

Doporučená velikost vůle „g“ v závislosti na provozním tlaku (v našem případě tlak $16\text{MPa} = 160\text{ bar}$).

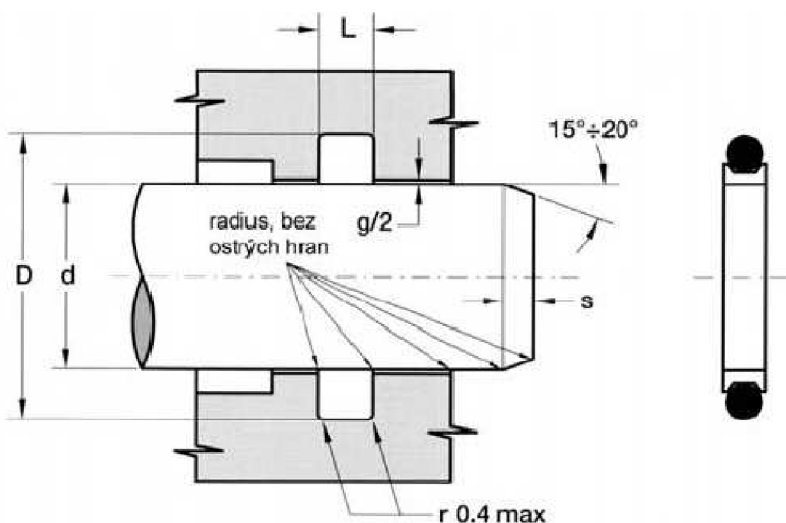
Pro tlak $\leq 200\text{ bar}$ je doporučeno $g = 0,40\text{mm}$

Drsnost povrchu

Povrch zástavby $R_a \leq 0,8\ \mu\text{m}$

7.4.4 Těsnění pístnice

Zvolené těsnění pístnice se skládá ze dvou částí, vnitřní část je tvořena dynamickou částí těsnění, která je z polytetrafluoroethylénu a vnější o-kroužkem z nitril kaučuku. Dynamická část je charakteristická nízkým třením. O-kroužek má nízkou trvalou deformaci a slouží k dotlačení těsnícího kroužku k pístnici. Tento způsob těsnění je odolný proti extruzi.



Obr. 52 Zvolené těsnění pístnice [27]

Rozměry zvoleného těsnění pístnice (ze zdroje[27]):

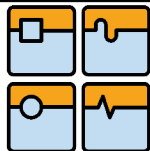
Vnější průměr 22,2 mm

Vnitřní průměr 16 mm

Šířka 3 mm

Oblast použití

Tlak $\leq 210\text{ bar}$ Rychlost $\leq 4\text{ m/s}$ Teplota -30°C až 130°C



Kapaliny

Vysoká kompatibilita s téměř všemi druhy kapalin

Drsnost povrchu

Povrch pístnice

 $Ra \leq 0,3 \mu\text{m}$

Povrch drážky

 $Ra \leq 1,6 \mu\text{m}$

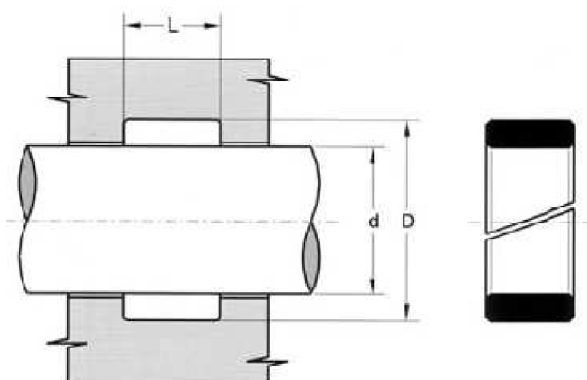
Největší rozměr vůle „g“, která se vyskytuje na straně, která není pod tlakem, musí být v souladu s ISO f7/H8

Náběhová hrana

 $s = 3 \text{ mm}$

7.4.5 Vodicí kroužek pístnice

Vodicí kroužky slouží k vedení pístnice a zabraňují tak kontaktu kovů pístnice a víka. Vodicí kroužky musí být chemicky odolné vůči hydraulickým médiím a musí také zajišťovat nízké tření. Zvolený kroužek je z polyacetátové pryskyřice se skelným vláknem.



Obr. 53 Zvolený vodicí kroužek pístnice [27]

Rozměry zvoleného vodicího kroužku pístnice (ze zdroje[27]):

Vnější průměr

20 mm

Vnitřní průměr

16 mm

Šířka

9,6 mm

Technické parametry zvolených vodicích kroužků:

Rychlost

 $\leq 1 \text{ m/s}$

Teplota

 -40°C až $+110^\circ\text{C}$

Kapaliny

Hydraulické oleje (na bázi minerálního oleje)

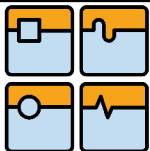
Drsnost povrchu

Povrch pístnice

 $Ra \leq 0,3 \mu\text{m}$

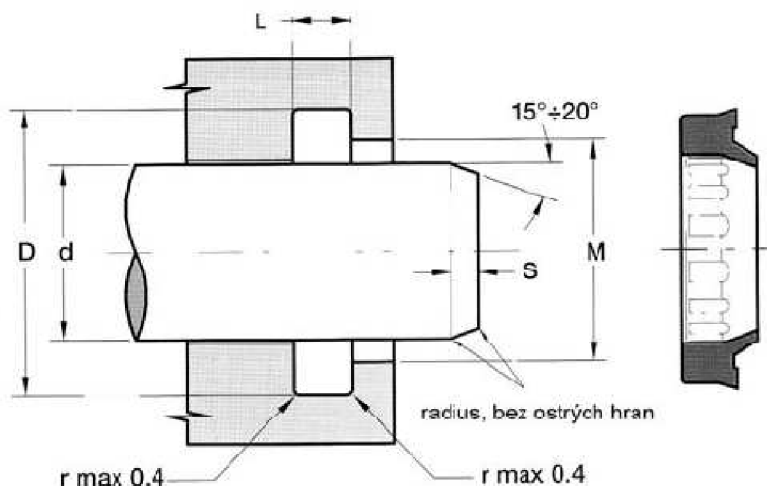
Povrch drážky

 $Ra \leq 2 \mu\text{m}$



7.4.6 Stírací kroužky pístnice

Funkcí stíracích kroužků je zabránit prachu a špíny do hydromotoru. Tuto funkci plní břit, který pístnicí čistí a tím prodlužuje životnost pístnicového těsnění. Kroužek je vyroben z polyuretanu.



Obr. 54 Zvolený stírací kroužek pístnice [27]

Rozměry zvoleného stíracího kroužku pístnice (ze zdroje[27]):

Vnější průměr	22,6 mm
Vnitřní průměr	16 mm
Šířka	3,8 mm
Průměr v místě břitu	19 mm

Technické parametry zvolených vodicích kroužků:

Rychlost	$\leq 0,8$ m/s
Teplota	-40°C až +110°C
Kapaliny	Hydraulické oleje (na bázi minerálního oleje)

Drsnost povrchu

Dynamický povrch	- vhodné pro pístní tyče
Povrch drážky	$Ra \leq 1,6 \mu\text{m}$

Pro průměr $D \leq 100$ je doporučeno $s = 5$ mm

7.5 Čerpadlo

Abychom mohli vypočítat další hodnoty parametrů důležitých pro další prvky hydraulického obvodu, je potřeba stanovit zdroj hydraulické energie čerpadlo a nositel hydraulické energie hydraulickou kapalinu.

Zdrojem hydraulické energie v hydraulickém obvodu je čerpadlo. V našem případě bylo zvoleno zubové čerpadlo od firmy H.P. – servis hydraulika (zdroj [36]).



V další části je ověřeno, že zvolené čerpadlo vyhovuje nejen z hlediska jmenovitého tlaku, ale i z hlediska dodávaného průtoku, který je větší, než požadovaný průtok pro dosažení rychlosti zasouvání nebo vysouvání pístu.

Technické parametry zubového čerpadla HP 10:

Tlak na výstupu z čerpadla	- jmenovitý	16 MPa
	- maximální *	19 MPa

* Maximální povolená doba při tomto přetlaku je 3 sekundy.

Tlak na vstupu	- maximální	0,05 MPa
	- minimální	-0,03 MPa

Teplota prostředí -30 až +60°C

Teplota kapaliny -30 až +80°C

Kapalina – minerální olej pro hydrostatické pohony, doporučuje se použít:

MOGUL OLN 22 až 46

Shell Tellus 32

Shell Tellus 46

Madit OHHM 46

Jmenovitý geometrický objem 10 cm³/ot.

Jmenovité otáčky 1500

Jmenovitý tlak 16 MPa

Příkon 4,5 kW

Průtok 13,7 dm³/min

7.6 Hydraulická kapalina

Energie v hydraulickém systému je přenášena pomocí stlačené kapaliny. V předchozím bodě, je výrobcem čerpadla doporučeno používat minerální olej Tellus. Je zde vybrán Shell Tellus 46 (zdroj [35]) s následujícími parametry:

Hustota 879 kg/m³

Kinematická viskozita při 40°C 46 mm²/s

7.7 Hydraulické přípojky

Je potřeba ověřit, že je zvolený otvor pro zašroubování hydraulické přípojky dostatečně velkého průměru. Ověříme to tak, že nejprve si vybereme hydraulickou přípojku z katalogu [37]. Z katalogu určíme vnitřní průměr hydraulické přípojky. Určíme potřebný průtok přípojkou a pak určíme Reynoldsovo číslo pro rychlosti proudění kapaliny v obou přípojkách. Vypočtená Reynoldsova čísla porovnáme s kritickým Reynoldsovým číslem. Při určité rychlosti přechází laminární proudění kapaliny v turbulentní. Pokud by byla vypočtená hodnota větší než hodnota kritická, pak by docházelo k turbulentnímu proudění v místech za přípojkou. Turbulentní proudění vede ke značnému zvyšování ztrát hydraulické energie kapaliny a tedy i výkonu hydraulického zařízení.



Obr. 55 Způsoby proudění kapaliny [29]

Pro zjednodušení budeme brát hydraulickou kapalinu jako nestlačitelnou kapalinu a budeme předpokládat, že objemový tok je v každé části hydromotoru konstantní. Po tomto zjednodušení lze použít rovnici spojitosti toku (rovnici kontinuity).

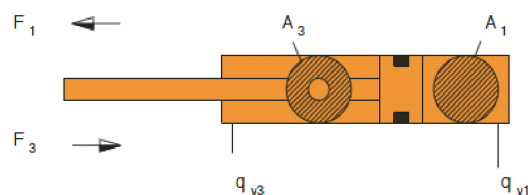
Rovnice kontinuity:

$$Q_1 = Q_2 \quad (13)$$

$$S_1 * v_1 = S_2 * v_2 \quad (14)$$

$$v_2 = \frac{S_1}{S_2} * v_1 \quad (15)$$

Pomocí rovnice kontinuity vypočítáme rychlost kapaliny v místech obou přípojek. Nejprve si však vypočítáme obsahy ploch v hydraulickém válci na obou stranách pístu.



Obr. 56 Lineární hydromotor [33]

Na předchozím obrázku je vidět, že průřez objemu kapaliny na pravé straně pístu je větší, lze tedy předpokládat, že i průtok pravou přípojkou bude větší než levou přípojkou. Při výpočtu průřezu na levé straně hydromotoru je potřeba odečíst plochu, kterou zaujímá pístnice. Na druhé straně pístu je potřeba odečíst průřez, který zabírá tyč senzoru. Pak dostaneme následující výsledky:

Levá strana	Pravá strana
$S_3 = 289,8 \text{ mm}^2$	$S_1 = 452,4 \text{ mm}^2$

Tab. 2 Průřezy prostoru pro kapalinu na příslušných stranách válce



Protože známe požadovanou rychlost pístu, známe i rychlost kapaliny. Ze zadání je rychlost pohybu pístu $v = 100 \text{ mm/s}$. Pro zjednodušení bereme, rychlost proudění kapaliny v každém místě průřezu stejnou. Pak si můžeme vypočítat potřebné průtoky pro dosažení této rychlosti v obou směrech.

$$Q = S * v \quad (16)$$

Levá strana	Pravá strana
$Q_L = 1,74 \text{ l/min}$	$Q_P = 2,71 \text{ l/min}$

Tab 3 Průtoky v hydromotoru na příslušných stranách pístu

Vypočítali jsme si potřebné průtoky oběma přípojkami. Je vidět, že pro dosažení stejné rychlosti vysunutí pístu je potřeba větší množství kapaliny za jednotku času než pro zasunutí pístu.

Nyní už můžeme pomocí rovnice kontinuity vypočítat velikost rychlostí kapaliny v přípojkách. Zvolená přípojka má vnitřní průměr $d_p = 4 \text{ mm}$.

Po dosazení do upravené rovnice kontinuity jsme dostali tyto hodnoty rychlostí:

Levá strana	Pravá strana
$v_{Lp} = 2,3 \text{ m/s}$	$v_{Pp} = 3,6 \text{ m/s}$

Tab. 4 Rychlost kapaliny v přípojkách

Charakter proudění kapaliny se popisuje pomocí Reynoldsova čísla. Pokud je Reynoldsovo číslo větší než kritické Reynoldsovo číslo $Re_{kr} = 2320$ [29] pak se jedná o turbulentní proudění.

$$Re = \frac{v * d_p}{\nu} * 10^3 \quad (17)$$

ν kinematická viskozita zvolené hydraulické kapaliny podle zdroje [35]
 $\nu = 46 \text{ mm}^2/\text{s}$

d_p průměr přípojky, obě přípojky jsou totožné s vnitřním průměrem
 $d_p = 4 \text{ mm}$

v rychlost proudění kapaliny v příslušné přípojce v m/s

Levá strana	Pravá strana
$Re_{Lp} = 200,5$	$Re_{Pp} = 313,0$

Tab. 5 Reynoldsova čísla pro příslušné přípojky



DIPLOMOVÁ PRÁCE

Při porovnání hodnot s hraniční hodnotou 2320 dojdeme k závěru, že pro zvolenou přípojku je charakter proudění laminární a byla zvolena přípojka s dostatečně velkým průměrem.

Dalším důležitým údajem je tlak potřebný pro dosažení zadané síly hydromotorem. Tento tlak vypočítáme ze skutečných ploch pístu, na které působí stlačená kapalina.

$$p = \frac{F}{S} \quad (18)$$

Levá strana	Pravá strana
$p_L = 0,4141 \text{ MPa}$	$p_P = 0,2653 \text{ MPa}$

Tab. 6 Tlaky na příslušných stranách pístu

V předchozí tabulce jsou uvedeny tlaky působící v hydraulickém válci na příslušných stranách pístu. Dalším důležitým údajem jsou vstupní tlaky v příslušných přípojkách. Pokud budeme pohlížet na přípojky jako na zúžené místo u potrubí a na proudění kapaliny do hydromotoru jako na ustálené proudění ideální kapaliny, pak dojdeme k závěru, že v místě přípojky dojde ke změně tlaku kapaliny vlivem zvýšení rychlosti proudění kapaliny. V místě přípojky dojde tedy k nárůstu rychlosti a snížení tlaku, při zachování konstantního průtoku, proto k výpočtu tlaku můžeme použít zjednodušenou Bernoulliovu rovnici:

$$p + \frac{1}{2} \rho v^2 = konst \quad (19)$$

Po úpravě dostaneme vztah:

$$p_1 = \frac{1}{2} * \rho * (v_2^2 - v_1^2) + p_2 \quad (20)$$

ρ hustota zvolené hydraulické kapaliny Shell Tellus 46 podle zdroje [35] bereme $\rho = 879 \text{ kg/m}^3$

p_1 tlak hydraulické kapaliny v příslušné přípojce v MPa

p_2 tlak hydraulické kapaliny v příslušné části hydromotoru v MPa

v_1 rychlost proudění kapaliny v příslušné přípojce m/s

v_2 rychlost proudění kapaliny v příslušné části hydromotoru m/s

Levá strana	Pravá strana
$p_{Lp} = 0,4117 \text{ MPa}$	$p_{Pp} = 0,2596 \text{ MPa}$

Tab. 7 Tlaky v příslušných přípojkách



Část	Ve válci		V přípojkách	
	Levá	Pravá	Levá	Pravá
Průřez [mm ²]	$S_3 = 289,8$	$S_1 = 452,4$	$S_p = 12,6$	$S_p = 12,6$
Průtok [l/min]	$Q_L = 1,74$	$Q_P = 2,71$	$Q_L = 1,74$	$Q_P = 2,71$
Rychlost [m/s]	$v_L = 0,1$	$v_P = 0,1$	$v_{Lp} = 2,3$	$v_{Pp} = 3,6$
Tlak [MPa]	$p_L = 0,4141$	$p_P = 0,2653$	$p_{Lp} = 0,4117$	$p_{Pp} = 0,2596$

Tab. 8 Hodnoty parametrů hydromotoru pro splnění požadovaných podmínek

V předchozí tabulce vidíme, jaké jsou potřebné hodnoty parametrů pro splnění požadovaných podmínek provozu lineární jednotky s hydraulickým pohonem. Vidíme také, jak při ustáleném proudění klesne tlak v přípojkách vzhledem k tlaku ve válci, což podmíněno změnou průřezu. Také vidíme, jak spolu s poklesem tlaku vzroste rychlost proudění.

7.8 Návrh hydraulického obvodu

V předcházejících bodech byly určeny potřebné rozměry přípojek, vybráno čerpadlo a hydraulická kapalina. Další prvky hydraulického obvodu musí být voleny tak, aby v přípojkách bylo dosaženo příslušných hodnot parametrů, jinak nebudou dosaženy požadované hodnoty výstupních parametrů lineárního pohonu. Hydraulický obvod bude kromě přímočarého hydromotoru obsahovat také škrťací ventily, přetlakové ventily, ventily stálého tlakového spádu, rozvaděč, jednocestný ventil, filtr a nádrž s hydraulickou kapalinou.

Přidáním regulačních škrťacích ventilů budeme schopni regulovat rychlost vysouvání a zasouvání pístu.

Pomocí přetlakových ventilů snižujeme tlak v hydraulickém obvodu a tím řídíme sílu, kterou bude působit hydromotor. Snižováním tlaku a rychlosti hydraulické kapaliny snížíme i její průtok na požadovanou hodnotu.

Do obvodu je vhodné začlenit také ventil stálého tlakového spádu. Tento ventil udržuje na škrťacím ventilu stálý tlakový spád, který je nezávislý na vnějším zatížení.

Navržený hydraulický obvod je přiložen v příloze.

7.9 Vlastní navržená lineární jednotka

Lineární hydromotor byl navržen s ohledem na počet vyráběných kusů. Myšlenka byla taková, že se jednotka použije pro konstrukci hexapodů na vybavení menší výrobní haly, která disponuje třemi výrobními linkami. Každá výrobní linka potřebuje 5 těchto mechanismů. Z názvu mechanismu vyplývá, že je potřeba pro její konstrukci 6 pohonů. Dohromady je tedy potřeba devadesát nových lineárních jednotek hydraulických. Bude se proto jednat o malosériovou výrobu a bude vhodnější vyrábět součásti obráběním tyčového materiálu než odléváním a kování.

Na následujícím obrázku si můžete prohlédnout model vytvořený v programu Inventor. Výkresová dokumentace je přiložena v příloze.

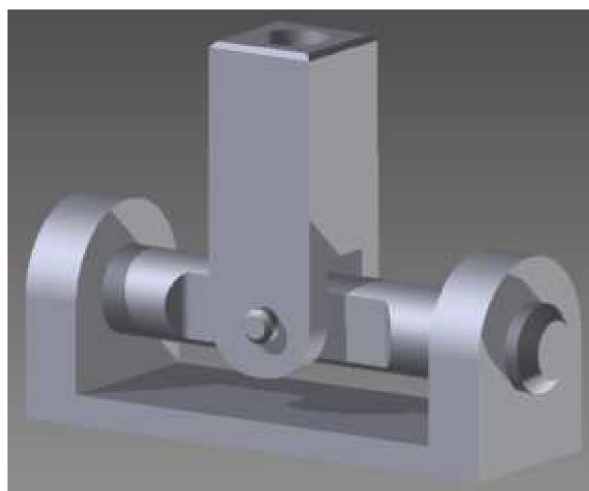


Obr. 57 Model navrženého pohonu



8 NÁVRH UCHYCENÍ HYDRAULICKÉHO POHONU

Hydromotor je v mechanismu s paralelní kinematickou strukturou uchycen pomocí kloubů jednak k platformě jednak k bázi. V předchozích kapitolách jsme se dozvěděli, že je vhodné použít buď kulový nebo kardanův kloub. V našem případě je pro uchycení hydraulického válce navržen kardanův kloub.



Obr. 58 Zjednodušený model kloubu

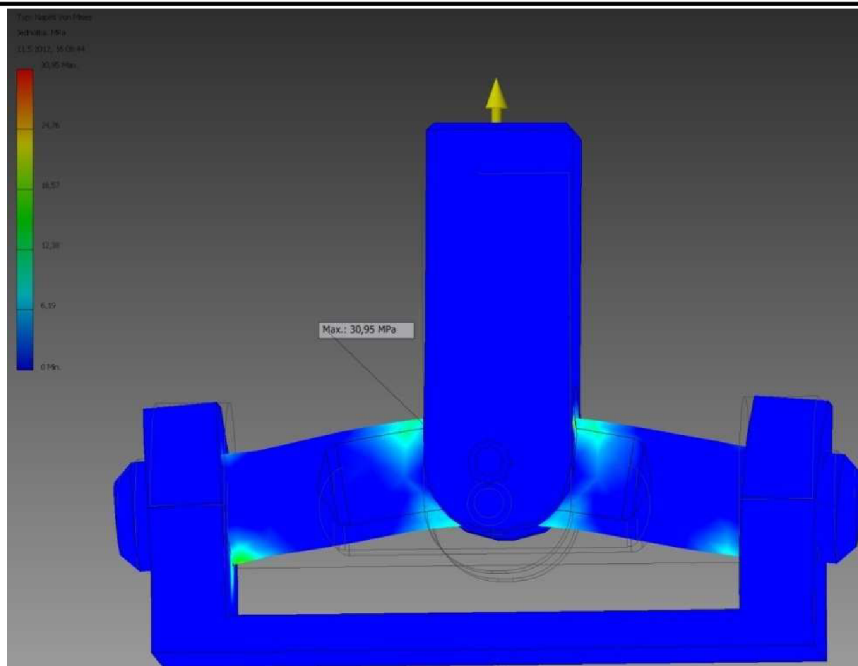
Ze zadání vyplývá, že hydraulický pohon má být schopen vyvinout sílu 120N. Na kloub může působit síla větší. Kloub byl nejprve analyzován z hlediska pevnosti na zatížení silou o velikost 120N a pak s bezpečností 5, tedy na sílu pětkrát větší, tedy 600N. Z následujících výsledků vyplývá, že kloub by vydržel i síly větší. Bylo by tedy možné kloub konstrukčně upravit, například zmenšit průměr větší hřídele.

Pevnostní analýza byla provedena v programu Inventor.

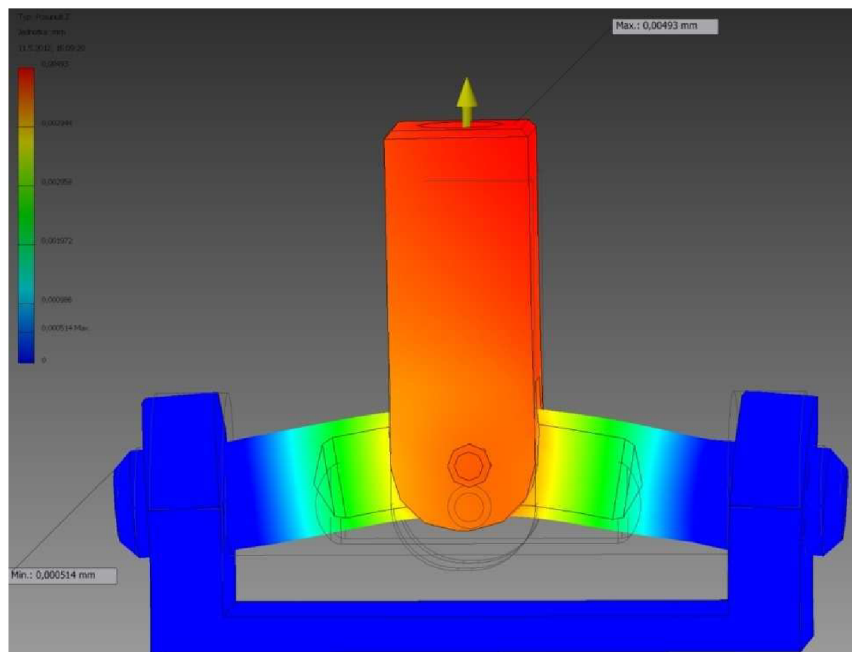
Zatížení silou	120 N	600 N
Maximální napětí	7,74 MPa	33,95 MPa
Maximální posunutí	0,0012 mm	0,0049 mm

Tab. 9 Výsledky pevnostní analýzy kloubu

Na následujících obrázcích si můžeme prohlédnout průběh napětí a průběh posunutí při zatížení silou 600 N.

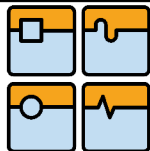


Obr. 59 Průběh napětí

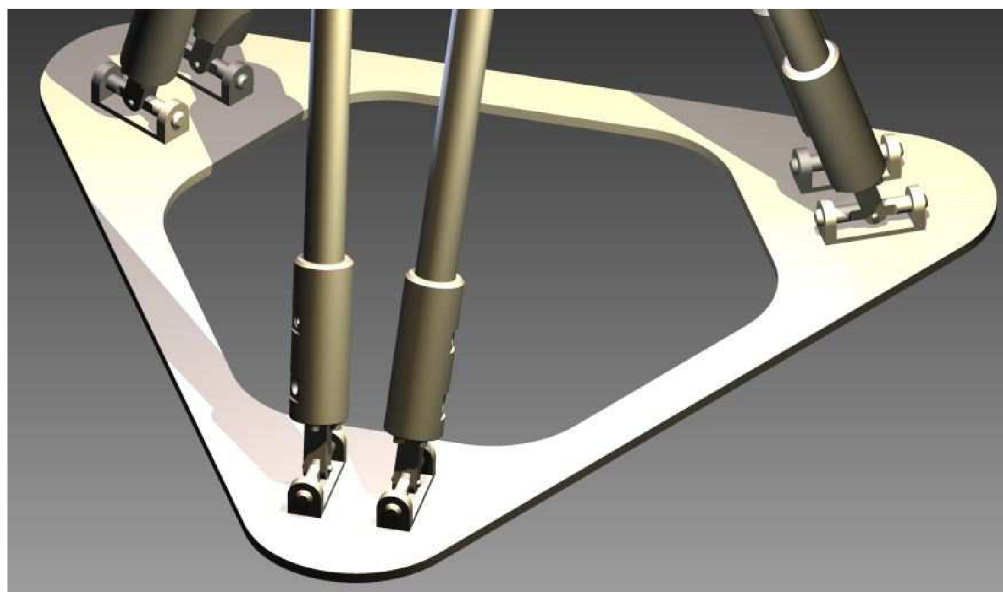


Obr. 60 Průběh posunutí

Postup montáže navrženého kardanova kloubu je jednoduchý. Hřídele se jednoduše prostrčí otvory v u-profilech, ve kterých budou umístěna ložiska a pak se zajistí pojistnými kroužky. Dále je nutné, aby jeden ze dvou kloubů hydromotoru umožňoval rotaci hydromotoru kolem své osy, což se dosahuje axiálními ložisky. Pokud by nebyla umožněna motoru rotace kolem své osy, docházelo by k nežádoucím rotacím pístu vzhledem k trubce a tím k nepřírozenému namáhání těsnění a mohlo by dojít až k jeho poškození. Dále si můžeme prohlédnout možné rozmístění kloubů na platforma a bázi.



Obr. 61 Rozmístění kloubů na platformě



Obr. 62 Rozmístění kloubů na bázi



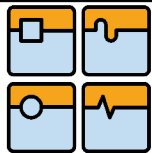
9 MODEL HEXAPODU

Lineární jednotku s hydraulickým pohonem lze uplatnit jako základní stavební uzel pro paralelní kinematické mechanismy. Lze ji použít například pro pohon tripodu nebo hexapodu. Více se hodí pro pohon hexapodu, protože u tripodu bychom museli zamezit rotacím válců kolem své osy.

Na následujícím modelu můžeme vidět možné uplatnění lineární jednotky s hydraulickým pohonem. Nejedná se o návrh robotu s paralelní kinematickou strukturou. Pokud bychom chtěli navrhovat takový robot, museli bychom provést podrobný kinematický a dynamický rozbor.



Obr. 63 Model hexapodu



10 ZÁVĚR

Hlavním úkolem této diplomové práce je návrh konstrukce lineární jednotky s hydraulickým pohonem včetně potřebných výpočtů a výkresové dokumentace skládající se z výkresu sestavy a vybraných výkresů součástí.

Práce je rozdělena na dvě části. První část popisuje paralelní kinematické mechanismy, jejich historický vývoj a konstrukci. Druhá část se věnuje převážně návrhu lineární jednotky s hydraulickým pohonem.

V první části práce se pojednává nejprve o historickém vývoji mechanismů s paralelní kinematickou strukturou. Dozvídáme se o rozdílech mezi paralelní a sériovou kinematickou strukturou a o možné kombinaci obou struktur.

Postupně se dozvídáme o složení konstrukce paralelních kinematických struktur a o jejich typických prvcích. Jsou rozebrány výhody a nevýhody těchto struktur. Největšími výhodami jsou vysoká tuhost a dynamika, proti kterým na druhé straně stojí vysoké nároky na řízení a omezená velikost pracovního prostoru.

První část práce končí rozčleněním současných paralelních konstrukcí podle stupňů volnosti.

Ve druhé části je uveden návrh lineární jednotky s hydraulickým pohonem (přímočarého hydromotoru).

Při návrhu hydromotoru byl nejprve zvolen způsob odměřování. Bylo zvoleno vnitřní odměřování magnetostrikčním snímačem. Tento způsob odměřování je pro servoválce běžný. Snímací tyč je uložena v dutině v pístnici. Proto bylo nutné přizpůsobit konstrukci konkrétnímu snímači a píst navrhovat s ohledem na potřebný průměr dutiny pro snímač.

Pomocí Eulerova kritéria jsme určili vnější průměr pístnice. Tento průměr byl dále přizpůsoben rozměrům dalších komponent, jako jsou vodící kroužky, stírací kroužky, těsnění a magnet snímače.

Poté byly stanoveny činné plochy pístu, které budou díky působícímu tlaku hydraulické kapaliny vyvozovat požadovanou sílu. Opět byly rozměry pístu přizpůsobeny rozměrům komponentů.

Dále byla určena minimální tloušťka stěny válce. Zvoleny potřebné těsnicí prvky spolu s vodícími a stíracími kroužky. Také je uveden popis funkce a technické parametry těchto prvků.

Následně je proveden výběr čerpadla a hydraulické kapaliny. Výrobce čerpadla bylo doporučeno několik hydraulických kapalin, ze kterých byla jedna vybrána. Byly určeny parametry hydraulické kapaliny, které byly potřebné pro další výpočty, zejména pro ověření, že zvolený typ přípojek bude mít dostatečnou velikost vnitřního průměru.

Při ověřování jsme vycházeli z předpokladu, že v místě zúžení musí být zachován laminární charakter proudění. To znamená, že Reynoldsovo číslo pro obě přípojky musí být menší, než kritické Reynoldsovo číslo. Ve výpočtu je vidět, že obě přípojky podmínku splňují. Dále jsou rozebrány potřebné prvky pro hydraulický obvod. Navržený hydraulický obvod je přiložen v příloze.

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 62
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

Po rozboru hydraulického obvodu následuje kapitola, ve které je rozebrán způsob uchycení hydraulického válce. Válec musí být uchycen jednak k platformě a jednak k bázi. Uchycení je v této práci provedeno pomocí kardanových kloubů. Je zde provedena pevnostní analýza těchto kloubů, ze které vyplývá, že je kloub předimenzovaný. Bylo by tedy možné kloub překonstruovat a navrhnout s menšími průměry obou čepů. Dále musí být vždy minimálně jeden z dvojice kloubů každého hydromotoru opatřen radiálně – axiálním ložiskem, aby byla umožněna rotace hydromotoru kolem své osy. Pokud by tento rotační pohyb nebyl umožněn ložisky, pak by se tento pohyb přenášel do vnitřní konstrukce hydromotoru a docházelo by zde k nežádoucí rotaci pístu ve válci, a tak k nepřirozenému způsobu namáhání těsnění a jeho rychlejšímu poškození.

Nová jednotka je schopna vyvinout síly 120N při vypočtených tlacích. Na straně pístnice musí být tlak k dosažení této síly 0,4141 MPa a na straně snímače 0,2653 MPa. Hodnoty tlaků jsou rozdílné, protože i plochy pístu, na které působí tlak, mají rozdílnou velikost.


Požadované rychlosti 100 mm/s bude jednotka dosahovat při vypočtených průtocích ve válci. Na straně pístnice musí být průtok 1,74 l/min a na straně snímače 2,71 l/min. Rozdílné hodnoty průtoků jsou podmíněny rozdílnými objemy prostorů na obou stranách pístu.

V poslední kapitole jsou lineární jednotky s hydraulickým pohonem sestaveny do podoby hexapodu. Nejedná se zde však o návrh robotu. Takový návrh by musel obsahovat podrobný kinematický a dynamický rozbor.

Výkresová dokumentace skládající se z výkresu sestavy a vybraných výkresů součástí je umístěna v příloze práce.


SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] MERLET, Jean-Pierre. *Parallel Robots*. Second Edition. Dordrecht, The Netherlands : Springer, 2006. 394 s. ISBN 1-4020-4132-2
- [2] BONEV, Ilian. *JNRR* [online]. 2008 [cit. 2011-04-03]. Les robots parallèles : de la recherche vers les applications. Dostupné z WWW: <http://jnrr07.u-strasbg.fr/actes/presentations/session9/Bonev.pdf>
- [3] *PARALLEMIC* [online]. 24.1.2003 [cit. 2011-04-03]. The True Origins of Parallel Robots. Dostupné z WWW: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review007.html>
- [4] KNOFLÍČEK, Radek. *MM Průmyslové spektrum* [online]. 12. listopadu 2003 [cit. 2011-04-03]. Historie hexapodů. Dostupné z WWW: <http://www.mmspektrum.com/clanek/historie-hexapodu>
- [5] OČENÁŠEK, Rostislav. *Software pro řízení paralelní kinematické struktury*. Brno, 2006. 55 s. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství. Dostupné z WWW: http://autnt.fme.vutbr.cz/szz/2006/DP_Ocenasek.pdf
- [6] MRÁZ, Petr. *ČVUT v Praze* [online]. 2006 [cit. 2011-03-18]. Průmyslové roboty v praxi. Dostupné z WWW: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12135-VSZ/download/obor_stud/VSZ_-_2351054/VSZ_-_Aplikace_Robotu.pdf
- [7] ŠVÉDA, Jiří; SMOLÍK, Jan. *ČVUT* [online]. 2010 [cit. 2011-05-06]. Nové kinematické struktury strojů. Dostupné z WWW: http://www.rcmt.cvut.cz/actions/20100225_emo2009/11_nove_kinematicke_struktury_stroju.pdf
- [8] *MOOG* [online]. 2009 [cit. 2011-05-06]. Products. Dostupné z WWW: http://www.moog.com/images/Products/Motion_Bases/MB-E-6DOF_24_1800KG.jpg
- [9] *ČVUT* [online]. 2006 [cit. 2011-05-06]. Laboratoř mechatroniky a dynamiky. Dostupné z WWW: <http://www.mechatronics.cz/doku.php?id=mech:laborator>

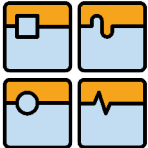
	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 64
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [10] *TECHNICKÁ UNIVERZITA V KOŠICIACH STROJNÍCKA FAKULTA* [online]. 2005 [cit. 2011-05-06]. PARALELNÉ KINEMATICKÉ ŠTRUKTÚRY VÝROBNÝCH STROJOV. Dostupné z WWW: http://www.sjf.tuke.sk/kvtar/1/files/12_Paralelne_Kinematicke_Struktury_Vyrobnych_Strojov.pdf
- [11] MERLET, Jean-Pierre. *INRIA* [online]. 2005 [cit. 2011-05-06]. Parallel manipulators. Dostupné z WWW: <http://www-sop.inria.fr/members/Jean-Pierre.Merlet/Archi/node13.html>
- [12] BONEV, Ilian. *PARALLEMIC* [online]. 2001 [cit. 2011-05-06]. Delta Parallel Robot — the Story of Success. Dostupné z WWW: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review002.html>
- [13] BRUMSON, Bennett. *ROBOTICS ONLINE* [online]. 2002 [cit. 2011-05-06]. Parallel Kinematic Robots. Dostupné z WWW: http://www.robotics.org/content-detail.cfm/Industrial-Robotics-Featured-Articles/Parallel-Kinematic-Robots/content_id/989
- [14] *Le laboratoire de robotique en quelques mots* [online]. 2008 [cit. 2011-05-06]. Static and dynamic balancing of parallel mechanisms. Dostupné z WWW: <http://robot.gmc.ulaval.ca/en/research/theme106.html>
- [15] *Direct industry: Products* [online]. [cit. 2012-01-15]. Dostupné z: <http://www.directindustry.com/prod/micos/6-axis-parallel-kinematics-hexapod-micro-positioning-systems-7412-29336.html>
- [16] SKAŘUPA, Jiří. Průmyslové roboty a manipulátory. In: *E-learningové prvky pro podporu výuky odborných a technických předmětů* [online]. 2007 [cit. 2012-01-15]. Dostupné z: http://www.elearn.vsb.cz/archivcd/FS/PRM/Text/Skripta_PRaM.pdf
- [17] *Hephaist Seiko: Products* [online]. 2005 [cit. 2012-01-16]. Dostupné z: <http://www.hephaist.co.jp/e/>
- [18] Components for parallel kinematics. In: *Promshop: Catalogues* [online]. [cit. 2012-01-16]. Dostupné z: <http://www.promshop.info/cataloguespdf/mai66deus.pdf>

- [19] Joints. In: *MathWorks: Product documentation* [online]. 2011 [cit. 2012-01-16]. Dostupné z: <http://www.mathworks.com/help/toolbox/phymod/mech/ref/f12-28559.html#f12-28818>
- [20] Tributes. In: *Creative Automotive Research and Development* [online]. 2005 [cit. 2012-01-16]. Dostupné z: <http://www.car-d.fr/images/hommages/hexapode.JPG?PHPSESSID=c91671a8878a28b5a29359e8cc632adf>
- [21] Portfolio: SiWays Spider Delta Robot. In: *Nedquip: Engineering services* [online]. 2007 [cit. 2012-01-16]. Dostupné z: <http://www.nedquip.com/products/deltarobot.html>
- [22] Kanuk Parallel Robot: A 4 DOF Robot for Material Handling. In: *PARALLEMIC* [online]. [cit. 2012-02-19]. Dostupné z: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review006.html>
- [23] Manta Parallel Robot: A 4 DOF Robot for Inexpensive Material Handling. In: *PARALLEMIC* [online]. 2001 [cit. 2012-02-19]. Dostupné z: <http://www.parallemic.org/Reviews/Review010.html>
- [24] Les objectifs du projet Pantopteron. In: *Institut de Recherche en Communications et Cybernétique de Nantes* [online]. 2010 [cit. 2012-02-25]. Dostupné z: <http://www.irccyn.ec-nantes.fr/~briot/Pantopteron.html>
- [25] Hydraulic cylinder, Mill type. In: *Rexroth Media Directory* [online]. 2009 [cit. 2012-03-18]. Dostupné z: http://www.boschrexroth.com/various/utilities/mediadirectory/index.jsp/?publication=NET?&language=en-GB&ccat_id=20000&remindCcat=on&pagesize=50&search_action=submit&search_query=17325
- [26] Vyrobní katalog primocarych hydromotoru. In: *Hydraulics* [online]. 2009 [cit. 2012-03-18]. Dostupné z: http://www.hydraulics.cz/Vyrobní_katalog_primocarych_hydromotoru.pdf
- [27] Katalog výrobků. In: *SITTECH HYDRAULIKA: Výroba hydraulického a pneumatického těsnění* [online]. 2010 [cit. 2012-04-14]. Dostupné z: <http://www.sittech-hydraulika.cz/download/cd-katalog-hydraulika.pdf>

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 66
	DIPLOMOVÁ PRÁCE	

- [28] Katalogový list zubového hydrogenerátoru. In: *H.P. - servis: Prodej a opravy hydraulických agregátů* [online]. 2011 [cit. 2012-04-21]. Dostupné z: <http://www.oblibene.com/userdata/shopimg/hp-servis/file/Katalogov%C3%BD%20list%20HP%2010-25.pdf>
- [29] Fitinková šroubení: Technické informace. In: *HANSA - FLEX* [online]. 2010 [cit. 2012-04-28]. Dostupné z: http://www.hansaflex.sk/media_katalogy/k2_tech_skrutkovanie_cz.pdf
- [30] Pružnost a pevnost. *Strojírenství* [online]. 2010, s. 142 [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: <http://www.laduna.borec.cz/3.%20Pruznost%20a%20pevnost.pdf>
- [31] KREJSA, Martin. Pružnost a plasticita: Stabilita a vzpěrná pevnost prutů. In: *Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava - Fakulta stavební: Studium* [online]. 2009 [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: http://fast10.vsb.cz/krejsa/studium/pp_tema11.pdf
- [32] Absolute, Non-Contact Position Sensors: M-Series. In: *Temposonics: Sensors* [online]. 2012 [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: http://www.mtssensor.de/fileadmin/medien/downloads/datasheets/ms_e.pdf
- [33] Servocylinders. In: *Glual: Catalogues* [online]. 2007 [cit. 2012-05-12]. Dostupné z: <http://www.glual.es/pdf/CatalogoSERVOC.pdf>
- [34] DEXLER, Tomáš. Konstrukční návrh hydraulického lisovacího zařízení pro výukové účely. In: *Západočeská univerzita v Plzni: Fakulta strojní* [online]. 2010 [cit. 2012-04-19]. Dostupné z: http://old.fst.zcu.cz/_files_web_FST/_SP_FST%28SVOC%29/_2010/_sbornik/PapersPdf/Bc/Drexler_Tomas.pdf
- [35] Shell Tellus: Hydraulické oleje. In: *VK Ložiska* [online]. 2011 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://www.vkloziska.cz/plasticka-maziva-a-oleje/prumyslove-oleje-shell/shell-tellus---hydraulicke-oleje.html>
- [36] Katalogový list zubového hydrogenerátoru: Nové hydraulické agregáty. In: *H.P. - servis: Prodej a opravy hydraulických agregátů* [online]. 2011 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: http://www.oblibene.com/userdata/shopimg/hp-servis/file/Katalogovy_list_HP_10-25.pdf

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 67
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

- [37] Hydraulická přímá spojka šroubení s převlečnou maticí a s prstýnkem. In: *Kovaz - Parker store: Hydraulické a pneumatické prvky* [online]. 2011 [cit. 2012-05-13]. Dostupné z: <http://www.kovaz.cz/hydraulicke-sroubeni-dle-din/g/g04llcf.html>

**SEZNAM POUŽITÝCH VELIČIN**

d	[mm]	vnitřní průměr duté pístnice
d_C	[mm]	celkový průměr pístu
d_p	[mm]	průměr přípojky
D	[mm]	průměr trubky
$D_{vněj}$	[mm]	vnější průměr duté pístnice
E	[MPa]	modul pružnosti
F	[N]	síla
F_{kr}	[N]	kritická síla
J	[mm ⁴]	kvadratický moment k ose
k	[-]	bezpečnost
L	[mm]	délka
L_{red}	[mm]	redukovaná délka
p	[MPa]	jmenovitý tlak čerpadla
p_1	[MPa]	tlak hydraulické kapaliny v příslušné přípojce
p_2	[MPa]	tlak hydraulické kapaliny v příslušné části hydromotoru
p_L	[MPa]	tlak v levé části válce
p_P	[MPa]	tlak v pravé části válce
p_{Lp}	[MPa]	tlak v levé přípojce
p_{Pp}	[MPa]	tlak v pravé přípojce
R_e	[MPa]	mez kluzu v tahu
S	[mm ²]	plocha pístu
S_1	[mm ²]	průřez pravé duté části válce
S_3	[mm ²]	průřez levé duté části válce
S_{A1}	[mm ²]	celkový průřez pístu
S_{A2}	[mm ²]	průřez pístnice
S_{A3}	[mm ²]	činný průřez pístu
S_p	[mm ²]	průřez přípojky
t_{min}	[mm]	minimální tloušťka stěny válce
v_1	[m/s]	rychlost proudění kapaliny v příslušné přípojce
v_2	[m/s]	rychlost proudění kapaliny v příslušné části hydromotoru
v_L	[m/s]	rychlost kapaliny v levé části hydromotoru
v_P	[m/s]	rychlost kapaliny v pravé části hydromotoru

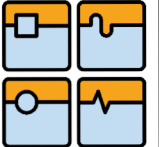


DIPLOMOVÁ PRÁCE

v_{Lp}	[m/s]	rychlost kapaliny v levé přípojce
v_{Pp}	[m/s]	rychlost kapaliny v pravé přípojce
Q_L	[l/min]	průtok levou částí hydromotoru
Q_P	[l/min]	průtok pravou částí hydromotoru
λ	[N]	štíhlost prutu
σ_D	[MPa]	dovolené napětí
σ_{kr}	[MPa]	kritické napětí
ρ	[kg/m ³]	hustota hydraulické kapaliny
u	[mm ² /s]	kinematická viskozita hydraulické kapaliny

**SEZNAM OBRÁZKŮ**

- Obr. 1 Pohyblivá plošina 1931 (James E. Gwinnett) [3]
Obr. 2 První paralelní robot patentovaný v roce 1942 (Pollard) [3]
Obr. 3 První oktahedrální hexapod 1954 (Gough) [3]
Obr. 4 MAST (Shake table) [5]
Obr. 5 Letecký simulátor 1965 (Stewart) [3]
Obr. 6 Kinematika Stewartovy plošiny [11]
Obr. 7 Letecký simulátor 1967 (Klaus Cappel) [3]
Obr. 8 Delta 1985 (Reymond Clavel) [12]
Obr. 9 Tricept 1987 (Karl-Erik Neumann) [13]
Obr. 10 Schéma sériové kinematické struktury [7]
Obr. 11 Schéma paralelní kinematické struktury [7]
Obr. 12 Příklad otevřeného kinematického řetězce [16]
Obr. 13 Příklad uzavřeného kinematického řetězce [16]
Obr. 14 W-struktura (Dyna-M) [10]
Obr. 15. Sliding Star [9]
Obr. 16 Rozbor konstrukce PKS [15]
Obr. 17 Delta s neproměnnou délkou ramen [21]
Obr. 18 Hexapod s proměnnou délkou ramen [20]
Obr. 19 Přehled používaných kloubů
Obr. 20 Rotační kloub [19]
Obr. 21 Kuličkový kloub firmy INA [18]
Obr. 22 Kuličkový kloub firmy Hephast Seiko [17]
Obr. 23 Znázornění stupňů volnosti kulového kloubu [19]
Obr. 24 Kardanův kloub [18]
Obr. 25 Další provedení Kardanova kloubu [19]
Obr. 26 Možné transformace pohybu v pohybových jednotkách [16]
Obr. 27 Příklady mechanismů, u kterých se uplatňuje lineární výstup
Obr. 28 Příklady mechanismů, u kterých se uplatňuje rotační výstup
Obr. 29 Rozdělení příkladů robotů s PKS podle počtu stupňů volnosti
Obr. 30 Delta robot [1]
Obr. 31 Star robot [1]
Obr. 32 Tripod [2]

	Ústav výrobních strojů, systémů a robotiky	Str. 71
DIPLOMOVÁ PRÁCE		

- Obr. 33 Tripteron [24]
- Obr. 34 Kanuk mechanismus [22]
- Obr. 35 Manta mechanismus [23]
- Obr. 36 Manta mechanismus [23]
- Obr. 37 Příklad paralelní kinematické struktury s 5 stupni volnosti [1]
- Obr. 38 Příklad paralelní kinematických struktur s 5 stupni volnosti [1]
- Obr. 39 Oktahedrální hexapod [8]
- Obr. 40 Mechanismus Hexa [1]
- Obr. 41 Hexaglide [1]
- Obr. 42 Linapod [1]
- Obr. 43 Snímač polohy [32]
- Obr. 44 Zvolený magnet snímače polohy [32]
- Obr. 45 Stav pružiny při zatěžování [31]
- Obr. 46 Vliv upevnění na vzpěrnou délku [25]
- Obr. 47 Znárodnění navrhovaných průřezů hydromotoru [33]
- Obr. 48 Přehled těsnících prvků SITTECH [27]
- Obr. 49 Zvolený vodící kroužek pístu [27]
- Obr. 50 Zvolené těsnění pístu [27]
- Obr. 51 Zvolené statické těsnění [27]
- Obr. 52 Zvolené těsnění pístnice [27]
- Obr. 53 Zvolený vodící kroužek pístnice [27]
- Obr. 54 Zvolený stírací kroužek pístnice [27]
- Obr. 55 Způsoby proudění kapaliny [29]
- Obr. 56 Lineární hydromotor [33]
- Obr. 57 Model navrženého pohonu
- Obr. 58 Zjednodušený model kloubu
- Obr. 59 Průběh napětí
- Obr. 60 Průběh posunutí
- Obr. 61 Rozmístění kloubů na platformě
- Obr. 62 Rozmístění kloubů na bázi
- Obr. 63 Model hexapodu



SEZNAM TABULEK

Tab. 1 Vlastnosti servopohonů

Tab. 2 Průřezy prostoru pro kapalinu na příslušných stranách válce

Tab. 3 Průtoky v hydromotoru na příslušných stranách pístu

Tab. 4 Rychlost kapaliny v přípojkách

Tab. 5 Reynoldsova čísla pro příslušné přípojky

Tab. 6 Tlaky na příslušných stranách pístu

Tab. 7 Tlaky v příslušných přípojkách

Tab. 8 Hodnoty parametrů hydromotoru pro splnění požadovaných podmínek

Tab. 9 Výsledky pevnostní analýzy kloubu



HYDRAULICKÝ OBVOD

